

Universidad
Politécnica
de Cartagena



industriales
etsii UPCT

Estudio del recurso hidráulico y proyecto de una central minihidráulica en la cuenca del río Tormes

Titulación: Ingeniería Industrial

Alumno/a: Pablo Ruiz Molina

Director/a/s: Dr. Blas Zamora Parra

Cartagena, 10 de Septiembre de 2013

Agradecimientos

Mi más sentido agradecimiento al Director de Proyecto, Don Blas Zamora, por solucionar todas mis dudas, involucrarse desde el primer día en este proyecto y por su buena dirección en la realización del mismo. Agradecerle también el haber respondido, durante todos estos meses, a casi un centenar de correos, siempre de un modo amable y afectuoso.

Gracias a Emilio Rizo de la Confederación Hidrográfica del Duero, por cederme un fichero enorme de datos del río Tormes de manera desinteresada, y sin los cuales no hubiera podido empezar el proyecto.

A mi familia.

“El agua es la fuerza motriz de toda la naturaleza”

Leonardo da Vinci

Índice

Capítulo 1: Introducción y motivación

1.1 Antecedentes.....	8
1.2 Situación de la energía mini hidráulica en España.....	12
1.3 Interés del proyecto.....	13
1.4 Partes de una central mini hidráulica.....	14

Capítulo 2: Selección del emplazamiento. Recurso hidráulico

2.1 Selección del emplazamiento.....	17
2.2 Caudales presentes en el proyecto.....	19
2.3 Curvas del río.....	24
2.4 Cálculo del volumen teórico del embalse.....	27
2.5 Cálculo del volumen real del embalse.....	31
2.6 Horas de funcionamiento de la central.....	32

Capítulo 3: Cálculo de conducciones. Alturas bruta y neta

3.1 Calculo de la tubería forzada, alternativas y elección.....	35
3.2 Perfil de la tubería.....	39
3.3 Diámetro económico.....	43
3.4 Pérdidas en la tubería forzada. Altura neta.....	46
3.5 Dispositivos de cierre, seguridad y accesorios	51
3.6 Espesor estimado de la tubería.....	53
3.7 Golpe de ariete.....	54
3.8 Trazado y montaje.....	58
3.9 Anclaje de la tubería.....	58

3.10 Tensiones producidas en la tubería.....	59
--	----

Capítulo 4: Selección de la turbina y diseño del rodete

4.1 Selección del tipo de turbina hidráulica.....	60
4.2 Características de la turbina Francis.....	61
4.3 Cálculo de la potencia útil.....	65
4.4 Cálculo de la velocidad de rotación. Velocidad de específica.....	65
4.5 Dimensiones iniciales de la turbina.....	69
4.6 Diseño del rodete.....	73

Capítulo 5: Diseño de la cámara espiral, distribuidor y tubo de aspiración

5.1 Introducción.....	87
5.2 Diseño del distribuidor.....	87
5.3 Diseño del predistribuidor.....	101
5.4 Diseño de la cámara espiral o voluta.....	102
5.5 Diseño del tubo de aspiración.....	110
5.6 Triángulos de velocidades.....	113

Capítulo 6: Curvas características de la turbina

6.1 Introducción.....	115
6.2 Curvas a velocidad constante de giro.....	115
6.3 Curvas con ángulo del distribuidor variable.....	121

Capítulo 7: Estudio económico del proyecto

7.1 Introducción. Aspectos económicos.....	124
7.2 Costes.....	126
7.3 Ingresos.....	139
7.4 Presupuesto.....	140
7.5 Análisis de rentabilidad.....	141

Capítulo 8: Conclusiones del proyecto.....

145

Anexos

Referencias

Capítulo 1

Introducción y motivación

1.1 Antecedentes

El agua embalsada nos sirve para regar campos, dar agua potable a pueblos y ciudades; pero también sirve para generar electricidad al hacerla pasar por turbinas como antes se hacía pasar por los molinos de agua.

La Energía Hidráulica está relacionada con el agua (del griego 'hidro'). Las caídas de masas de agua, producidas por los desniveles existentes en los cauces por donde estas aguas discurren, han sido utilizadas desde la antigüedad para producir energía mecánica por medio de ruedas de paletas y de cajones que, aunque eran artefactos rudimentarios, tenían aplicaciones tales como elevar agua de riego o mover molinos de grano. La bomba hidráulica es uno de los primeros artefactos más antiguos que se conocen, la noria y el tornillo de Arquímedes se emplean desde varios siglos antes de Jesucristo.

Es habitual denominar a la cantidad de agua aprovechable, o bien a la potencia que se estima aprovechable mediante algún tipo de instalación, *recurso hidráulico*. La Energía Hidráulica es por supuesto una energía renovable, puesto que aprovecha un recurso, el hidráulico, en un ciclo inagotable. Como cualquier otro tipo de energía renovable, el recurso hidráulico procede del Sol; efectivamente, nuestro astro da lugar al llamado *ciclo hidrológico*, así como a otros tipos de movimientos de gran escala, como las mareas, que pueden ser aprovechados en las centrales mareomotrices.

Para la determinación del recurso hidrológico en la Energía Hidráulica convencional, es preciso efectuar un estudio hidrológico de la zona de interés, es decir, un análisis de las entradas y salidas de los volúmenes de agua en una zona que forma una cuenca vertiente en la que puede almacenarse una cierta cantidad de agua para posteriormente ser turbinada en una cota inferior. Por tanto, en la Energía Hidráulica terrestre (convencional), la Hidrología es un ingrediente importante en la determinación del recurso hidráulico.

La energía mini hidráulica se genera utilizando la energía cinética del agua provocada por la gravedad; por ello, los emplazamientos ideales para este tipo de aprovechamiento energético son los ríos con un gran desnivel o en los que se genera un desnivel artificial mediante la construcción de una presa. El agua se canaliza por unas tuberías que la llevan hasta la central hidroeléctrica en cuyo interior hay una turbina que convierte el movimiento del agua en electricidad que luego se transmite a la red eléctrica.

Se suele considerar que son presas mini hidráulicas las que tienen una potencia instalada menor de 10 MW.

Hay dos tipos principales de centrales mini hidráulicas, las centrales de agua fluyente, y las centrales a pie de presa. A continuación se describen brevemente.

- Centrales de agua fluyente.

Es aquel aprovechamiento en el que se desvía parte del agua del río mediante una toma, y a través de canales o conducciones se lleva hasta la central donde será turbinada. Una vez obtenida la energía eléctrica el agua desviada es devuelta nuevamente al cauce del río. Dependiendo del emplazamiento donde se sitúe la central será necesario la construcción de todos o sólo algunos de los siguientes elementos:

- Azud.
- Toma.
- Canal de derivación.
- Cámara de carga.
- Tubería forzada.
- Edificio central y equipamiento electro-mecánico.
- Canal de descarga.
- Subestación y línea eléctrica.

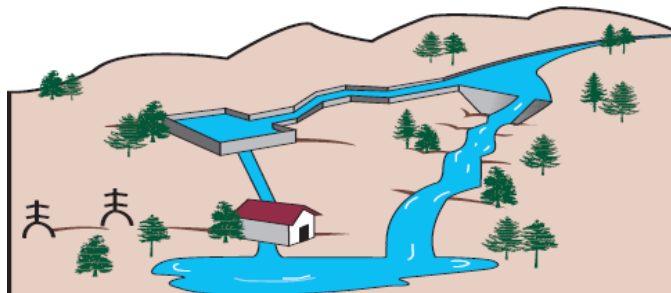


Figura 1.1 Central mini hidráulica de agua fluyente

Dentro de este grupo hay diversas formas de realizar el proceso de generación de energía. La característica común a todas las centrales de agua fluyente es que dependen directamente de la hidrología, ya que no tienen capacidad de regulación del caudal turbinado y éste es muy variable. Estas centrales cuentan con un salto útil prácticamente constante y su potencia depende directamente del caudal que pasa por el río. En algunos casos se construye una pequeña presa en la toma de agua para elevar el plano de ésta y facilitar su entrada al canal o tubería de derivación. El agua desviada es conducida hasta la cámara de carga, de donde sale la tubería forzada por la que pasa el agua para ser turbinada en el punto más bajo de la central.

Para que las pérdidas de carga sean pequeñas y poder mantener la altura hidráulica, los conductos por los que circula el agua desviada se construyen con pequeña pendiente, provocando que la velocidad de circulación del agua sea baja, puesto que la pérdida de carga es proporcional al cuadrado de la velocidad. Esto implica que en algunos casos, dependiendo de la orografía, la mejor solución sea optar por construir un túnel, acortando el recorrido horizontal.

- Centrales a pie de presa.

Es aquel aprovechamiento en el que existe la posibilidad de construir un embalse en el cauce del río para almacenar las aportaciones de éste, además del agua procedente de las lluvias y del deshielo. La característica principal de este tipo de instalaciones es que cuentan con la capacidad de regulación de los caudales de salida del agua, que será turbinada en los momentos que se precise. Esta capacidad de controlar el volumen de producción se emplea en general para producir energía durante las horas punta de consumo.

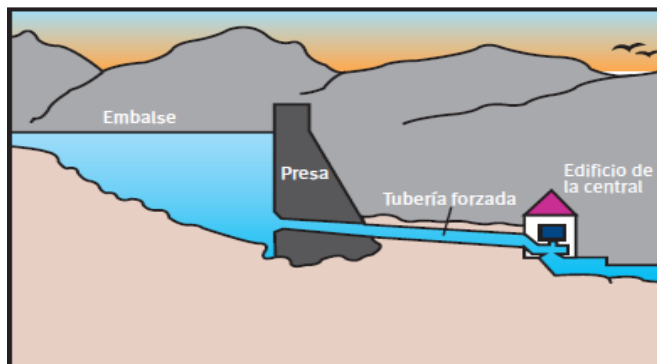


Figura 1.2 Central mini hidráulica a pie de presa

La toma de agua de la central se encuentra en la denominada zona útil, que contiene el total de agua que puede ser turbinada. Debajo de la toma se sitúa la denominada zona muerta, que simplemente almacena agua no útil para turbinar. Según la capacidad de agua que tenga la zona útil la regulación puede ser horaria, diaria o semanal. En las mini centrales hidroeléctricas el volumen de almacenado suele ser pequeño, permitiendo por ejemplo producir energía eléctrica un número de horas durante el

día, y llenándose el embalse durante la noche. Si la regulación es semanal, se garantiza la producción de electricidad durante el fin de semana, llenándose de nuevo el embalse durante el resto de la semana.

Antiguamente los antiguos romanos y griegos aprovechaban la energía del agua, utilizaban ruedas hidráulicas para moler trigo. Sin embargo, la posibilidad de emplear esclavos y animales de carga retrasó su aplicación generalizada hasta el siglo XII. Durante la edad media, las grandes ruedas hidráulicas de madera desarrollaban una potencia máxima de cincuenta caballos. La energía hidroeléctrica debe su mayor desarrollo al ingeniero civil británico John Smeaton, que construyó por vez primera grandes ruedas hidráulicas de hierro colado.



Figura 1.3 Rueda hidráulica en Abarán (Murcia)

La primera central hidroeléctrica se construyó en 1880 en Northumberland, Gran Bretaña. El principal impulso de la energía hidráulica se produjo por el desarrollo del generador eléctrico, seguido del perfeccionamiento de la turbina hidráulica y debido al aumento de la demanda de electricidad a principios del siglo XX. En 1920 las centrales hidroeléctricas generaban ya una parte importante de la producción total de electricidad. A principios de la década de los noventa, las primeras potencias productoras de energía hidroeléctrica eran Canadá y Estados Unidos.

Actualmente, el aprovechamiento de la energía hidráulica disponible en los saltos de agua mediante turbinas en las modernas centrales hidroeléctricas constituye un importante recurso para la producción de energía eléctrica, y una de las principales aplicaciones de la maquinaria hidráulica. Podría decirse que esta es la forma más conocida de aprovechamiento de la energía hidráulica. La energía hidráulica convencional se ha relacionado tradicionalmente con la energía potencial disponible en un salto o desnivel entre masas de agua. La denominación *Energía Hidroeléctrica* se

asocia entonces a la obtención de energía mecánica en un sistema rodete-eje, aprovechada en un generador eléctrico. Es la conocida como *Energía Hidráulica convencional*.

El potencial hidroeléctrico es enorme: hoy en día, a nivel mundial, un 22% de toda la electricidad es producida a partir del agua, y según la Conferencia Mundial de la Energía se podría triplicar la producción hidroeléctrica mundial para el 2020. La mini hidráulica tiene un gran potencial en los países en vía de desarrollo y puede servir para fomentar su desarrollo sostenible.

1.2 Situación de la energía minihidráulica en España

España cuenta con un consolidado sistema de generación de energía hidroeléctrica y un sector tecnológicamente maduro en este área. Esto se debe a varios factores, como la existencia de importantes recursos hidrológicos y una larga tradición histórica en el desarrollo de aprovechamientos hidroeléctricos.

En la década de los 60, existían en el país 1740 centrales, actualmente, quedan en funcionamiento unas 1100 aproximadamente aunque se espera un futuro más prometedor para este tipo de energía en los años venideros. En España el IDAE^[1] (Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía) ha calculado que existe un potencial de unos 6.700 MW de potencia instalada para presas mini hidráulicas.

Nuestro país es el tercero de la Unión Europea en potencia instalada en mini hidráulica, por detrás de Italia y Francia y el cuarto lugar en cuanto a centrales con potencia superior a 10 MW. España cuenta con un consolidado sistema de generación de energía hidroeléctrica y un sector tecnológicamente maduro en éste área. Esto se debe a varios factores, como la existencia de importantes recursos hidrológicos y una larga tradición histórica en el desarrollo de aprovechamientos hidroeléctricos.

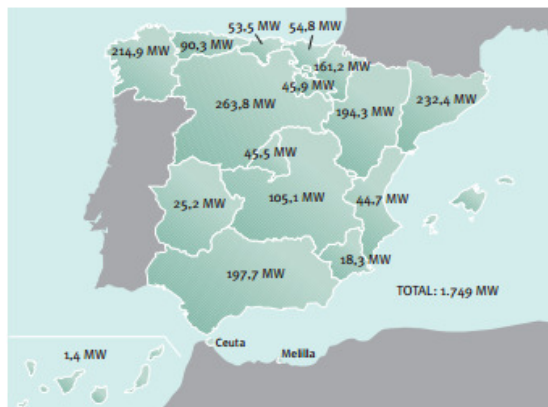


Figura 1.4 Potencia producida de mini hidráulica en España en el año 2008, por comunidades autónomas.

Aunque la evolución de la energía hidroeléctrica en España ha sido creciente, en los últimos años ha experimentado una disminución en la aportación de esta energía a la producción total de electricidad. La energía hidroeléctrica generada en pequeñas centrales, por el contrario, sigue creciendo aunque de manera muy moderada. España es un país con una larga y antigua tradición en construcción de presas. En el año 2000 se tenían inventariadas un total de 1.147 presas, con una capacidad total de los embalses de 55.000 Hm³. Aproximadamente un 40% de esa capacidad actual embalsable corresponde a embalses hidroeléctricos, que es una de las proporciones más altas de Europa y del mundo aunque ese porcentaje ha decrecido por el incremento en décadas pasadas de otras fuentes de energía.

1.3 Interés del proyecto

La mini hidráulica consiste en la generación de energía eléctrica renovable aprovechando la energía cinética y potencial del agua. Esta característica determina que, tanto las necesidades de caudal como de salto para llevar a cabo el aprovechamiento puedan ser bajas, pudiendo ajustarse a las de un pequeño cauce. Otra ventaja es que no se necesita de una gran infraestructura para llevarla a cabo, por esta razón, la mini hidráulica se convierte en una solución energética que además de ser sostenible se ajusta con facilidad a gran cantidad de ubicaciones.

El interés principal del proyecto hidroeléctrico es localizar cursos de agua turbinables para la obtención de energía eléctrica, la misma que puede apoyar el desarrollo económico y mejorar la calidad de la vida. Los proyectos hidroeléctricos requieren mucha mano de obra y ofrecen oportunidades de empleo.

Además, la generación de la energía hidroeléctrica proporciona una alternativa para la quema de los combustibles fósiles, o la energía nuclear, que permite satisfacer la demanda de energía sin producir agua caliente, emisiones atmosféricas, ceniza, desechos radioactivos ni emisiones de CO₂.

Con la realización de más proyectos de este tipo se conseguiría que España logre los objetivos marcados por la Unión Europea en el plan 20/20/20. Este plan se basa en un paquete integrado de medidas propuestas por la UE sobre cambio climático y energía que prevé nuevos y ambiciosos objetivos para 2020.

Con respecto a las cifras de 1990, los compromisos de la Unión Europea para lograrlo son:

- Reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) en un 20% (30% si se alcanza un acuerdo internacional).
- Ahorrar el 20% del consumo de energía mediante una mayor eficiencia energética, además, en cada país el 10% de las necesidades del transporte deberán cubrirse mediante biocombustibles.

- Promover las energías renovables hasta el 20%.

El objetivo del 20/20/20 para 2020 es llevar a Europa hacia el camino del futuro sostenible, con una economía que genere pocas emisiones de carbono y consuma menos energía.

En 2009, la energía renovable sobrepasaba el 7%. La UE se reserva el derecho de incluso intervenir en los planes que a partir de este año tiene que aprobar cada estado miembro, si considera que no son lo suficientemente sólidos como para alcanzar los objetivos.

1.4 Partes de una central minihidráulica a pie de presa

Una central mini hidráulica cuenta con numerosas partes, de las cuales se pueden destacar las siguientes:

- **Azud.** Muro transversal al curso del río, de poca altura, que provoca un remanso de agua sin producir una elevación notable del nivel. Su objetivo es desviar parte del caudal del río hacia la toma de la central. Aquella parte que no es derivada vierte por el aliviadero y sigue su curso normal por el río. El azud puede construirse de hormigón, ladrillos, escollera o tierra. Resiste al empuje del agua por su propio peso, aunque en los azudes de tierra y escollera se suele colocar un anclaje al terreno con el fin de aumentar su estabilidad.
- **Presa.** En este caso el muro que retiene el agua tiene una altura considerable y provoca una elevación notoria del nivel del río mediante la creación de un embalse. En función del tamaño de éste se podrán regular las aportaciones. Hay varios tipos de presas, según la forma de resistir el empuje hidrostático. Algunas, como la presa de contrafuertes o la de bóveda, requieren mayor complejidad en su construcción, y están más enfocadas a las centrales hidráulicas.
- **Aliviaderos.** Todas las centrales hidroeléctricas disponen de dispositivos que permiten el paso del agua desde el embalse hasta el cauce del río, aguas abajo, para evitar el peligro que podrían ocasionar las avenidas. Éstas pueden provocar una subida del nivel del agua en el embalse que sobrepase el máximo permitido. En estos casos es necesario poder evacuar el agua sobrante sin

necesidad de que pase por la central. Las compuertas y válvulas son aquellos elementos que permiten regular y controlar los niveles del embalse.

- **Canales, túneles y tuberías.** Según el tipo de minicentral que vayamos a construir, se necesita una red mayor o menor de conducciones. Las instalaciones situadas a pie de presa no tienen cámara de carga (es el propio embalse), al contrario que las centrales en derivación donde el agua tiene que hacer un recorrido más largo: primero desde la toma a la cámara de carga, y después hasta la turbina. El primer tramo que recorre el agua se realiza a través de canales, túneles o tuberías. En el segundo tramo hasta la turbina, se utilizan siempre tuberías. Los canales que transportan el agua de la toma a la cámara de carga pueden realizarse a cielo abierto, enterrados o en conducción a presión. Las tuberías también se emplean en las conducciones bajo tierra, pero si son del tipo sin superficie libre, el fluido estará sometido a presión. Cuando la presión interna es muy alta, se incluye un armazón metálico como refuerzo. La sección transversal a adoptar dependerá de la clase de terreno, ya que habitualmente se utiliza la sección rectangular para canales en roca y la sección trapezoidal para canales en tierra. Para conducciones en lámina libre enterradas se suelen utilizar tuberías prefabricadas de hormigón.
- **Tubería forzada.** Es la tubería que se encarga de llevar el agua desde la cámara de carga hasta la turbina. Debe estar preparada para soportar la presión que produce la columna de agua, además de la sobrepresión que provoca el golpe de ariete en caso de parada brusca de la minicentral. Dependiendo de la orografía del terreno y de los factores medioambientales, la *colocación* de la tubería forzada será enterrada o aérea. En este último caso, será necesario sujetar la tubería mediante apoyos, además de los anclajes para cada cambio de dirección de ésta y la instalación de juntas de dilatación que compensen los esfuerzos originados por los cambios de temperatura.
- **Edificio de la central.** Es el emplazamiento donde se sitúa el equipamiento de la mini central: turbinas, bancadas, generadores, alternadores, cuadros eléctricos, cuadros de control, etc. La ubicación del edificio debe analizarse muy atentamente, considerando los estudios topográficos, geológicos y geotécnicos, y la accesibilidad al mismo. El edificio puede estar junto al azud o presa, situarse al pie de éste, estar separado aguas abajo cuando hay posibilidad de aumentar la altura del salto, e incluso puede construirse bajo tierra. Esta última opción se realiza cuando las excavaciones van a ser más económicas, además

de evitar el impacto visual que acompaña a este tipo de construcciones, o bien cuando la central se construye al mismo tiempo que la presa (en grandes presas).

- **Elementos de cierre y regulación.** Dispositivos que aíslan la turbina u otros órganos de funcionamiento, a la vez que regulen la llegada de caudal son fundamentales. Los más destacados son válvulas, ataguías, compuertas...etc
- **Turbinas hidráulicas.** La turbina hidráulica es el elemento clave de la minicentral. Aprovecha la energía cinética y potencial que contiene el agua, transformándola en un movimiento de rotación, que transferido mediante un eje al generador produce energía eléctrica. Las turbinas hidráulicas se clasifican en dos grupos: turbinas de acción y turbinas de reacción. En una turbina de acción la presión del agua se convierte primero en energía cinética. En una turbina de reacción la presión del agua actúa como una fuerza sobre la superficie de los álabes y decrece a medida que avanza hacia la salida
- **Generador.** Es la máquina que transforma la energía mecánica de rotación de la turbina en energía eléctrica. El generador basa su funcionamiento en la inducción electromagnética. El principio de su funcionamiento se basa en la ley de Faraday, mediante la cual, cuando un conductor eléctrico se mueve en un campo magnético se produce una corriente eléctrica a través de él.

Capítulo 2

Selección del emplazamiento. Recurso hidráulico

2.1 Selección del emplazamiento

El objetivo de este proyecto es realizar el diseño de una central mini hidráulica que sería ubicada en un afluente del río Tormes a la altura de la pequeña localidad llamada ``Hoyos del Espino`` en la provincia de Ávila.

Hoyos del Espino es una localidad y municipio español de la provincia de Ávila, en la comunidad autónoma de Castilla y León (Figura 2.1). En 2012 tenía una población de 443 habitantes.



Figura 2.1 Mapa de España, señalizando el emplazamiento elegido para el proyecto

Este municipio se halla en la Sierra de Gredos y está formado por un reducido número de edificios, cuyos alrededores son zonas verdes y montañosas, extensas praderas con un río, el Tormes, que cruza todas esas extensas masas de hierba y de pinares. Esa situación de tantas zonas montañosas y pocos edificios hace idóneo el lugar para la implantación de saltos hidráulicos. Desde el municipio sale la carretera que llega hasta la Plataforma de Gredos, situada en el municipio de San Juan de Gredos, en la localidad de Navacepeda de Tormes, lugar desde el cual sale la ruta para acceder a la Laguna Grande, en el Circo de Gredos, al Almanzor y a otros picos.

Esta localidad limita entre otros con los municipios de Navarredonda de Gredos, Hoyos del Collado y San Juan de Gredos.



Figura 2.2 Zona de estudio del proyecto

La Confederación Hidrográfica del Duero^[2] (CHD) nos ha proporcionado de manera desinteresada los caudales diarios de los últimos doce años de la estación de aforo 2006 en Hoyos del Espino (en la Figura 2.3 se observan las coordenadas XML).

Estos caudales del río han sido medidos a la entrada al río Honda, que se forma a su vez por la unión de tres arroyos. Este río tiene poco más de un Kilómetro de recorrido y desemboca en el Tormes (véase Figura 2.4).

El río Tormes nace en la sierra de Gredos, muy cerca de donde se llevará a cabo nuestro proyecto. Tras su paso por Ávila continúa por Salamanca y Zamora desembocando en el río Duero entre los términos municipales de Fermoselle y Villarino de los Aires en la zona conocida popularmente como Paraje de Ambasaguas, después de recorrer 284 km de longitud.

Coordenadas X

Coordenadas: XML

Datum seleccionado ETRS89

Latitud: 40° 21' 2,12" N

Longitud: 5° 11' 8,90" W

Huso UTM: 30

Coordenada X: 314.370,67 m

Coordenada Y: 4.468.963,53 m

Figura 2.3 coordenadas geográficas del punto de medición de caudales



Figura 2.4 Mapa en el que se muestra la confluencia de los tres arroyos en el río Honda, afluente a su vez del río Tormes

2.2 Caudales presentes en el proyecto

2.2.1 Caudal medio del río

Lo primero que se debe hacer, es determinar la cantidad de agua que pasa por el río, para así tener una idea de la magnitud de caudal.

Para obtener el caudal nominal del río partimos de los datos de caudal diario que nos proporciona la CHD^[2]. Hemos querido hacer un estudio consistente, por ello para obtener caudales con un mínimo margen de error hemos decidido tomar datos de doce años hidrológicos, desde 2001 hasta el 2012.

El año hidrológico se establece para intentar reflejar adecuadamente el comportamiento de las precipitaciones sobre una determinada cuenca hidrográfica.

El comienzo del año hidrológico puede variar entre una región y otra, incluso dentro de un mismo país. Por ejemplo, en países del hemisferio norte con clima continental extremo, con veranos muy secos e inviernos lluviosos, el comienzo del año hidrológico suele darse en septiembre u octubre. En el hemisferio sur, al contrario, puede considerarse marzo o abril. En España se considera que el año hidrológico comienza el 1 de octubre y termina el 30 de septiembre. A partir de estos datos de caudal diario desde octubre del año 2001 (datos expuestos en el anexo I) mediante estudios estadísticos tales como la media y la desviación típica, calculamos los caudales mensuales, y posteriormente los anuales.

En la Figura 2.5 puede observarse la evolución de los caudales medios anuales en la zona de estudio del río Tormes.

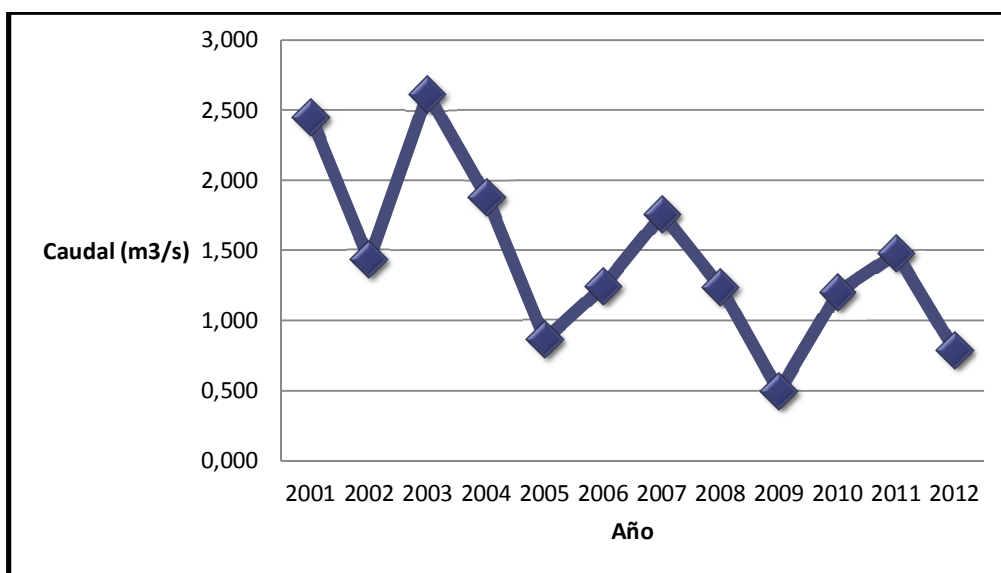


Figura 2.5 Caudal medio del río Tormes a su paso por Hoyos del Espino durante la serie histórica 2001-2012

Como observamos en la Figura 2.5, cada año el caudal disponible va variando, por lo que debemos diseñar una turbina versátil que sea capaz de hacer frente a estos cambios.

El caudal medio del río será la media numérica de la suma de todos los caudales diarios, obtenemos:

$$Q = 1.455 \text{ m}^3/\text{s}$$

Vamos a calcular también la desviación típica, que nos da la desviación de los datos frente a la media, y también la mediana que es el valor para el cual un 50% de los datos se quedan por debajo de este y un 50% por encima.

- Desviación típica —————→ 2.4 m³/s
- Mediana —————→ 0.826 m³/s

La desviación típica es un valor alto comparado con la media, lo que significa que no existe homogeneidad en los datos, es decir son datos muy poco homogéneos.

El caudal que utilizará la turbina será el caudal medio turbinable, diferencia entre caudal total del río y el caudal ecológico, por lo que debemos hallar el caudal ecológico.

2.2.2 Caudal ecológico en la zona del río Tormes y su problemática

La expresión caudal ecológico, referida a un tramo de cauce de agua corriente, encierra un concepto que se puede definirse como: El flujo de agua mínima necesaria para preservar los valores ecológicos en el cauce, tales como:

- Los hábitats naturales que cobijan una riqueza de flora y fauna
- Las funciones ambientales como dilución de poluentes
- La amortiguación de los extremos climatológicos e hidrológicos
- La preservación del paisaje.

La determinación del caudal ecológico de un río o arroyo se hace según un cuidadoso análisis de las necesidades mínimas de los ecosistemas existentes en el área de influencia de la estructura hidráulica que en alguna forma va a modificar el caudal natural del río o arroyo.

Nuestra legislación determina la realización de un proceso de concertación específico con las partes interesadas para estos caudales ecológicos. Este proceso, que se desea abrir en un plazo inmediato, implica las dificultades inherentes a su carácter social y su espíritu innovador.

Los problemas principales que se producen en la fijación de un caudal ecológico en la confederación del Duero son principalmente el elevado número de masas de agua superficial, casi 700 masas, impide realizar en el proceso en curso la totalidad de los estudios para todas ellas. Por razones de mera practicidad, mientras que los estudios hidrológicos se han realizado en todas las masas, los trabajos completos (incluyendo simulaciones biológicas) se han desarrollado en un número de masas razonable, concretamente en 40 de ellas. Entre las masas de agua seleccionadas se encuentran las más significativas e, igualmente, aquellas más sensibles, sin ningún propósito de obviar las de mayores problemas.

Como sabemos, según la IPH^[3] (Instrucción de planificación hidrológica), la distribución temporal de caudales mínimos *“se obtendrá aplicando métodos hidrológicos y sus resultados deberán ser ajustados mediante la modelación de la idoneidad del hábitat entamos fluviales representativos de cada tipo de río”*.

Y también, *“en los ríos y estuarios identificados como masas de agua se analizará su grado de alteración hidrológica mediante el cálculo de índices de alteración hidrológica (...)”*.

Este grado de alteración hidrológica, clasifica las masas en No Muy Alterada (NMA) hidrológicamente y en Muy Alteradas (MA) hidrológicamente. Para las NMA hay que considerar el caudal *“correspondiente a un umbral del hábitat potencial útil comprendido en el rango 50-80% del hábitat potencial útil máximo”* y para las MA el caudal *“estará comprendido entre el 30 y el 80% del hábitat potencial útil máximo de la masa de agua, para las especies objetivo analizadas”*.

Hay que tener en cuenta que contamos con muy poca información de caudales obtenidos mediante modelación de la idoneidad del hábitat (apenas los 40 tramos estudiados). Sin embargo, en cuanto a caudales obtenidos por métodos hidrológicos, tenemos datos de todas las masas de agua superficial de la Confederación Hidrográfica del Duero .

Por otro lado, nos encontramos con el mismo problema (el de la escasez de datos) en lo que se refiere al cálculo del grado de alteración hidrológica, índice de extrema importancia para decidir el caudal ecológico a aplicar en cada masa. En este caso, ni siquiera tenemos los datos de las 40 masas simuladas dado que, en alguna de ellas, no está claro su grado de alteración (se añade el adverbio *“posiblemente”*).

Entendemos, por tanto, que los estudios realizados en estos 40 tramos deben servir para obtener el régimen de caudales ecológicos de todas las masas, por lo que obviamos los problemas particulares de cada masa, como por ejemplo la del río que estamos tratando. Al Tormes además de todo esto se le une la falta de acuerdo con Iberdrola en los temas de la cantidad de agua que puede explotar.

Por todo esto no existe todavía un caudal ecológico fijado para la cuenca del Duero, la propuesta de caudales ecológicos del Plan Hidrológico se encuentra en proceso de aprobación desde 2010. Por otra parte, el bajo Tormes es un tramo de río secuestrado, completamente muerto, que dejó de existir a partir de la entrada en explotación en los años setenta del embalse de Almendra, entonces de Iberduero, la actual Iberdrola. Con sus 2.600 hectómetros cúbicos de capacidad es el gigante de la cuenca del Duero, produciendo un caudal ecológico mínimo.

En el proyecto se supondrá como caudal ecológico el caudal medio de estiaje del río, que sería el medio de los meses de julio-agosto. Para la serie de caudales históricos que estamos estudiando obtenemos los siguientes caudales ecológicos:

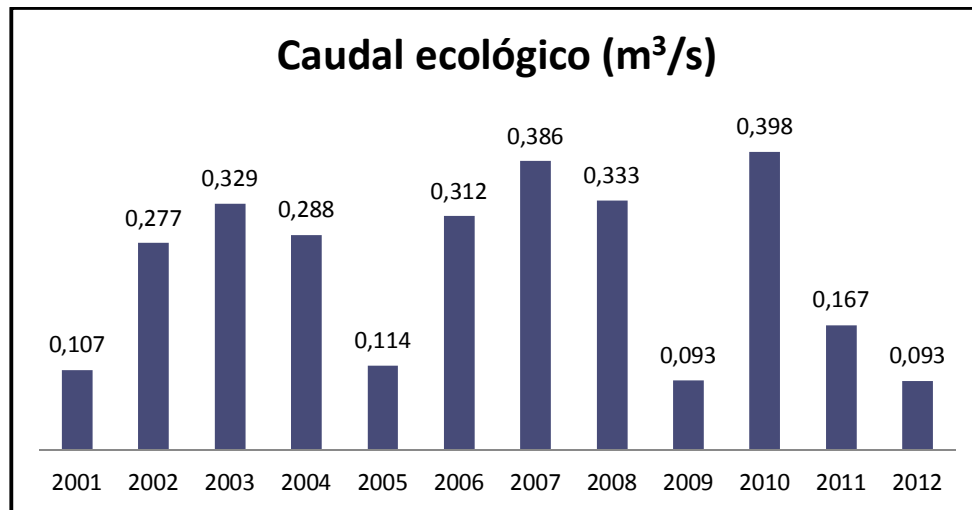


Figura 2.6 Caudales ecológicos medios anuales en el río Tormes a su paso por la localidad de Hoyos del Espino

La media resultante es **0.241m³/s**, es decir, en ningún caso podremos turbinar cuando el caudal del río sea inferior a esta cantidad.

2.2.3 Caudal turbinable

Caudal turbinable o nominal de la instalación es aquel que puede ser usado íntegramente por la turbina para producir potencia, y se define como:

$$Q_{\text{turbinable}} = Q_{\text{medio}} - Q_{\text{ecológico}} \quad (2.1)$$

Aplicando la ecuación anterior a cada año, puesto que tenemos el caudal medio y ecológico anual, hallamos el caudal nominal desde el año 2001 al 2012:

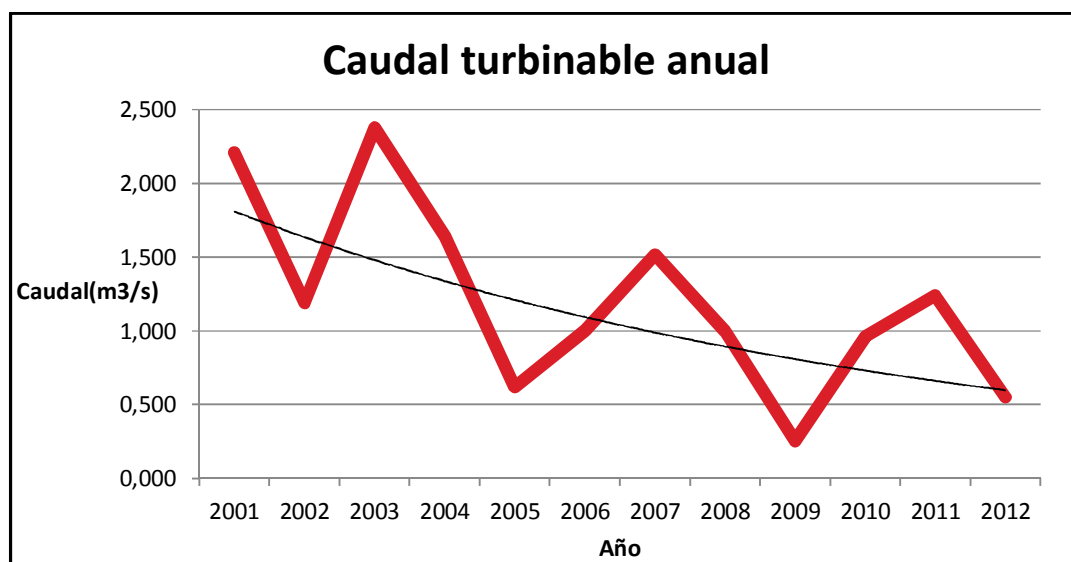


Figura 2.7 Caudal turbinable medio anual en el río Tormes a su paso por la localidad de Hoyos del Espino

Mediante la línea de tendencia exponencial observamos la trayectoria negativa que sufre el caudal, en tan solo doce años debido a la falta de precipitaciones. Esta forma de la gráfica nos adelanta que la potencia irá disminuyendo.

El caudal nominal, turbinable o de diseño de nuestra instalación será la media aritmética del caudal de todos los años:

$$Q_t = 1.214 \text{ m}^3/\text{s}$$

2.3 Curvas del río

El análisis de las variaciones de los caudales circulantes por el río, se realiza mediante las curvas características de un río. Realizaremos un estudio de las curvas más relevantes para nuestro caso.

La **curva de caudales cronológicos** es la representación gráfica de los caudales circulantes por el río en cada instante, disponiendo en ordenadas los caudales y en abscisas.

Podemos hacerla extensiva a un año o a varios años consecutivos.

A continuación vamos a representar los caudales cronológicos de los años hidrológicos 2003 al 2006 en la Figura 2.8:

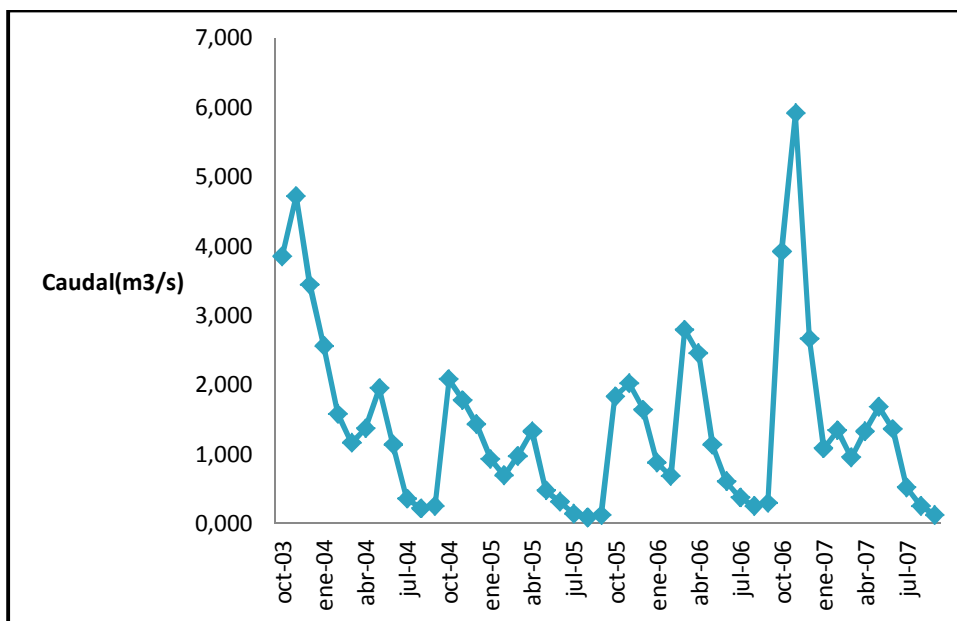


Figura 2.8 Curva cronológica caudales años 2003-2007 en el río Tormes a su paso por la localidad Hoyos del Espino

También hemos considerado oportuno representar la cronología de caudales de los últimos tres años ya que son los más actuales:

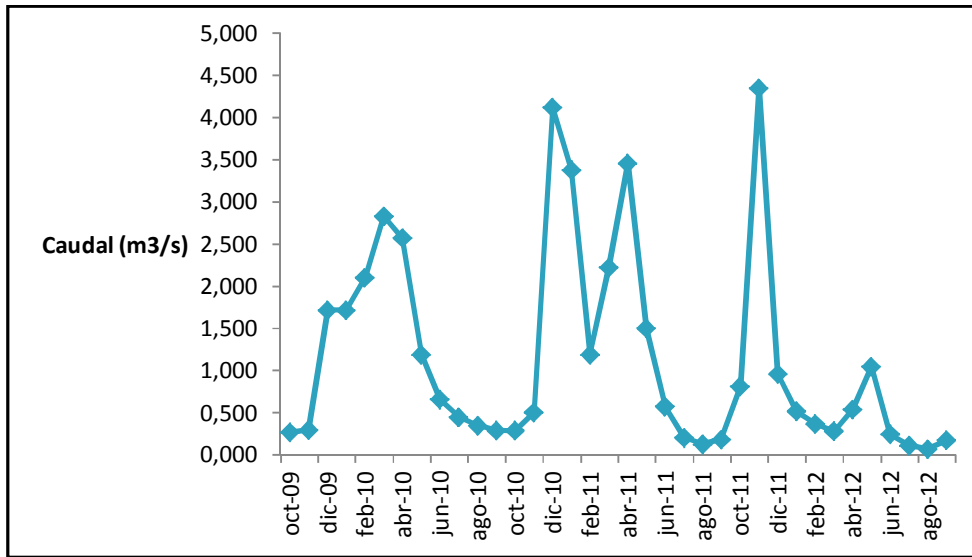


Figura 2.9 Curva cronológica de caudales años 2009-2012 en el río Tormes a su paso por la localidad Hoyos del Espino

Los máximos y mínimos absolutos del caudal no tienen interés práctico, pues son valores instantáneos que no son representativos.

Por este motivo se denomina ``caudal máximo`` al valor que es superado durante un cierto intervalo de tiempo, generalmente diez días. Lo mismo para definir el ``caudal mínimo``.

Podemos recurrir a ordenar los caudales de mayor a menor, obteniéndose la denominada **curva de caudales ordenados o de frecuencia de caudales**, la cual es mucho más regular que la anterior.

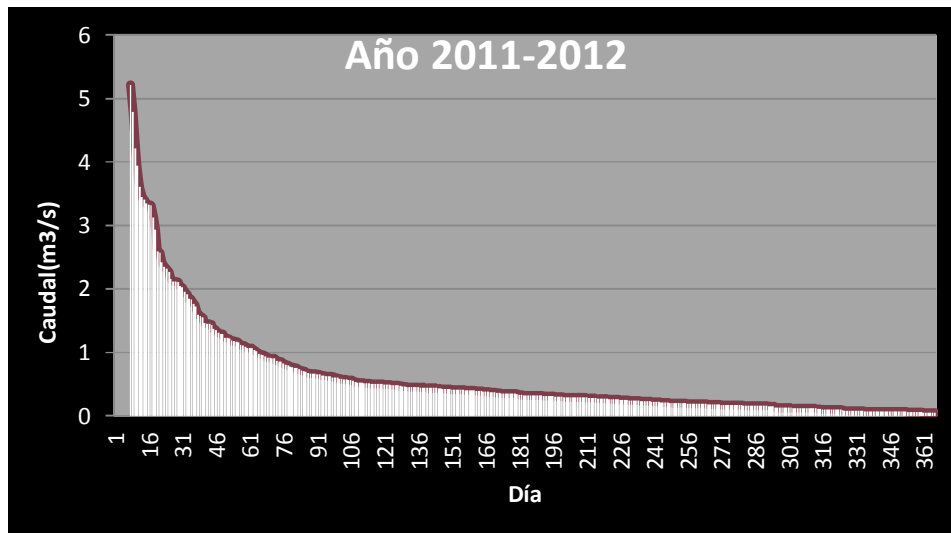


Figura 2.10 frecuencia de caudales del año 2011-2012 en el río Tormes

Se han eliminado cuatro valores atípicos, de cuatro días con un caudal muy elevado.

La curva de la Figura 2.10 referida a un solo año (el más reciente) nos muestra como siguiendo la definición de caudal mínimo expuesto anteriormente, éste es próximo a cero, mientras que el caudal máximo se sitúa en torno a $3.5 \text{ m}^3/\text{s}$.

Otra de gran importancia en los ríos es **la curva de regulación anual**, utilizada además para obtener el volumen del embalse, como procederemos a desarrollar en secciones posteriores.

La curva de regulación anual se forma a partir de volúmenes acumulados (caudal por tiempo) a lo largo del año, siendo el caudal medio, la pendiente de la recta que une el punto inicial con el final. Se supone que el caudal consumido es constante (equivalente al caudal medio del río), quedando las variaciones diarias imperceptibles en el estudio anual.

Representamos la curva de volúmenes acumulados del año 2010-2011 para estudiarla en detalle, puesto que en el Apartado 2.4 calcularemos esta curva para los demás años.

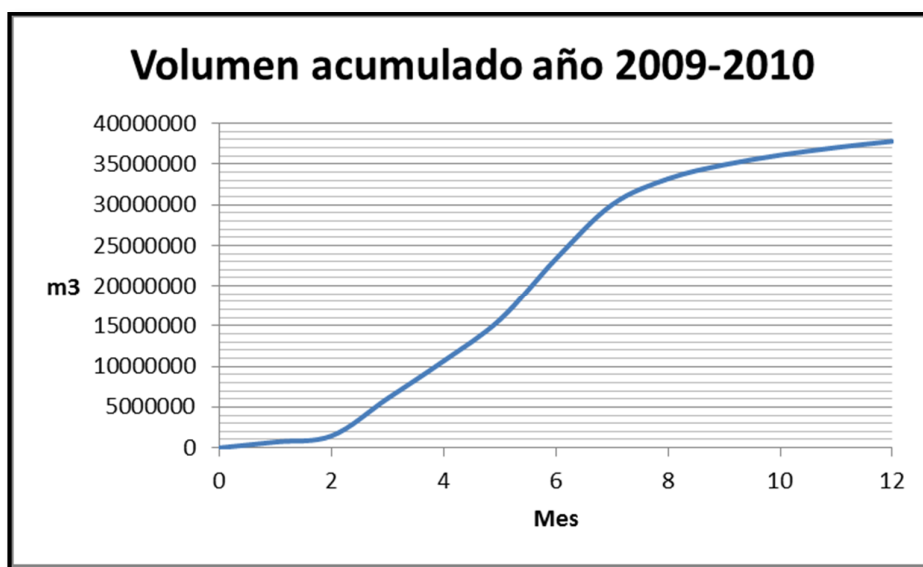


Figura 2.11 Curva de regulación del río Tormes, año 2009-2010

La tangente de la recta AB de la Figura 2.12 es la que define el caudal cronológico, y su ordenada representa el volumen acumulado consumido. Observamos ciertos periodos como el 2'3' donde la pendiente o derivada de la curva es menor que $\text{tg}(\alpha)$, lo que nos dice que el caudal que trae el río es menor que el requerido por el consumo, y en aquellos periodos como el 1'2' ocurre lo contrario, puesto que el río embalsa bastante cantidad y tenemos caudal suficiente para consumo.

En el instante del segundo mes ha pasado por el río una cantidad de agua que no llega a lograr el caudal medio. Si hubiera pasado más cantidad, hubiera llegado ese caudal

medio como era deseable. Por lo tanto ha faltado una cantidad de agua 4'4. Esto puede decirse de todos los mínimos de la curva.

Se entiende por mínimo y máximo los puntos con tangente paralela a la recta del caudal medio AB.

Si empezáramos el año siguiente con el volumen inicial 4'4 parecería que el problema está solucionado, esto no es así pues al hacerlo tendríamos el embalse lleno y expulsando agua en algunos momento y vacío en otros.

La solución definitiva está en la construcción de un embalse que pueda acumular EE', como se expone en el libro de Santo Sabrás^[4], diferencia de ordenadas entre las tangentes extremas paralelas a AB.

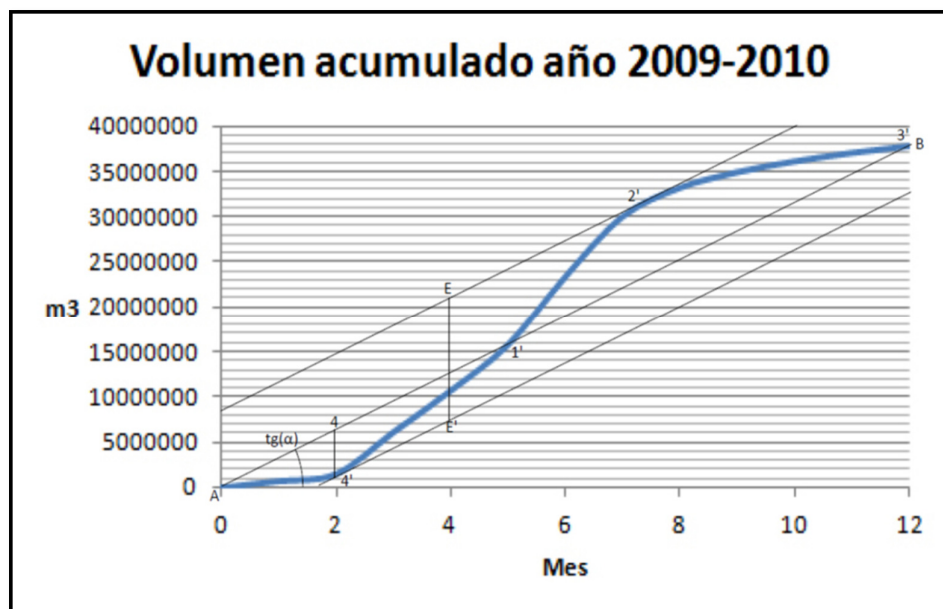
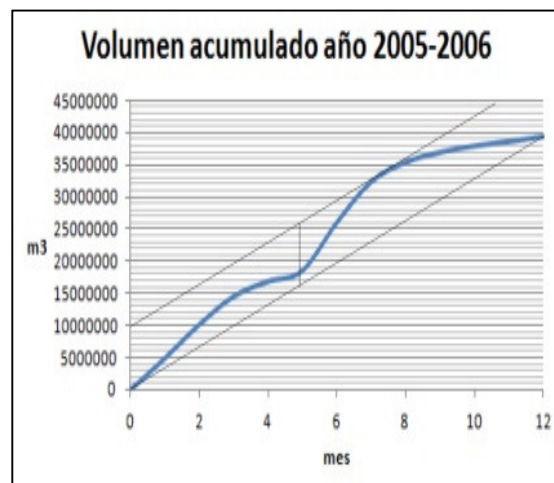
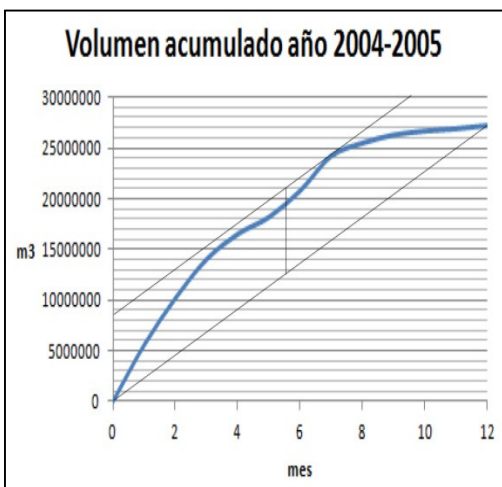
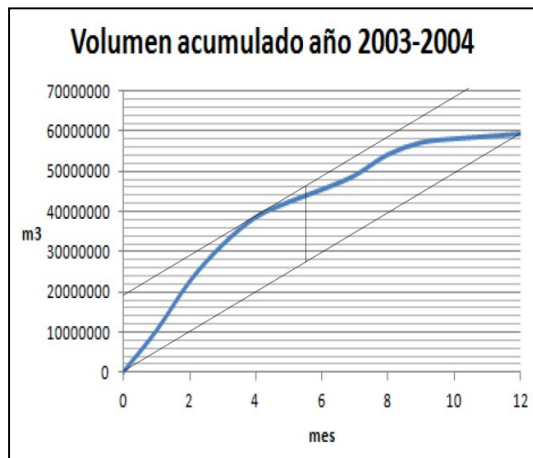
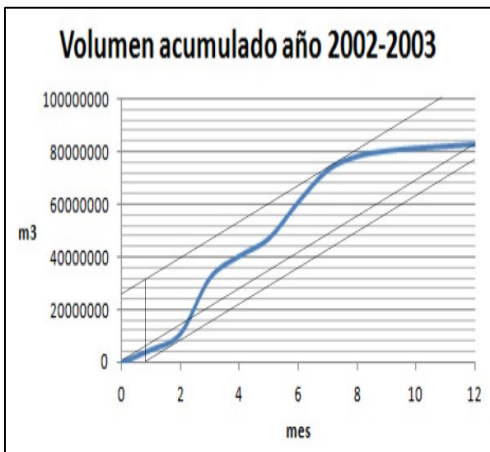
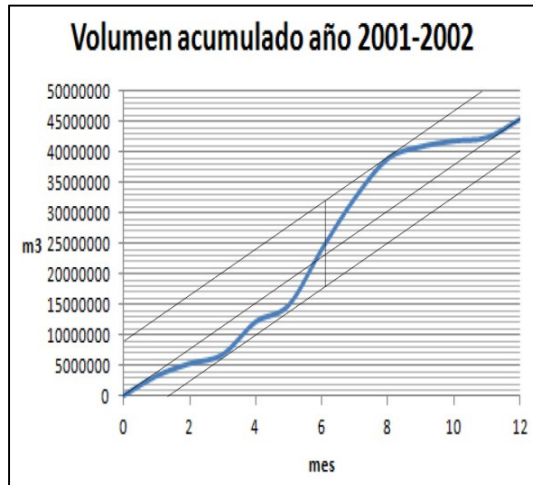
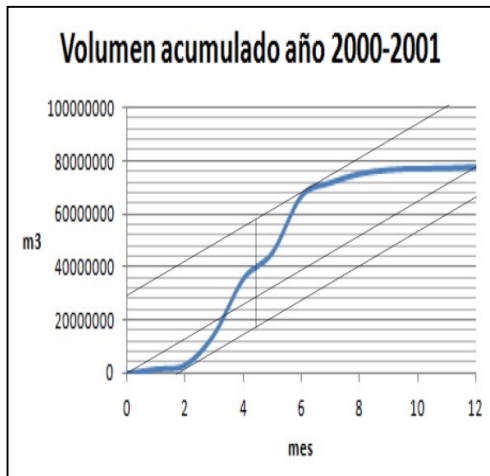


Figura 2.12 volumen del embalse necesario

2.4 Volumen teórico del embalse

Procedemos al cálculo del volumen del embalse siguiendo el desarrollo del libro Santo Sabrás^[4], es decir calculando la curva de volúmenes acumulados para cada uno de los doce años y realizando el mismo proceso desarrollado en la Figura 2.12.

Tras el cálculo de los volúmenes necesarios desde el año 2000 al 2012, realizaremos la media obteniendo un volumen medio necesario.



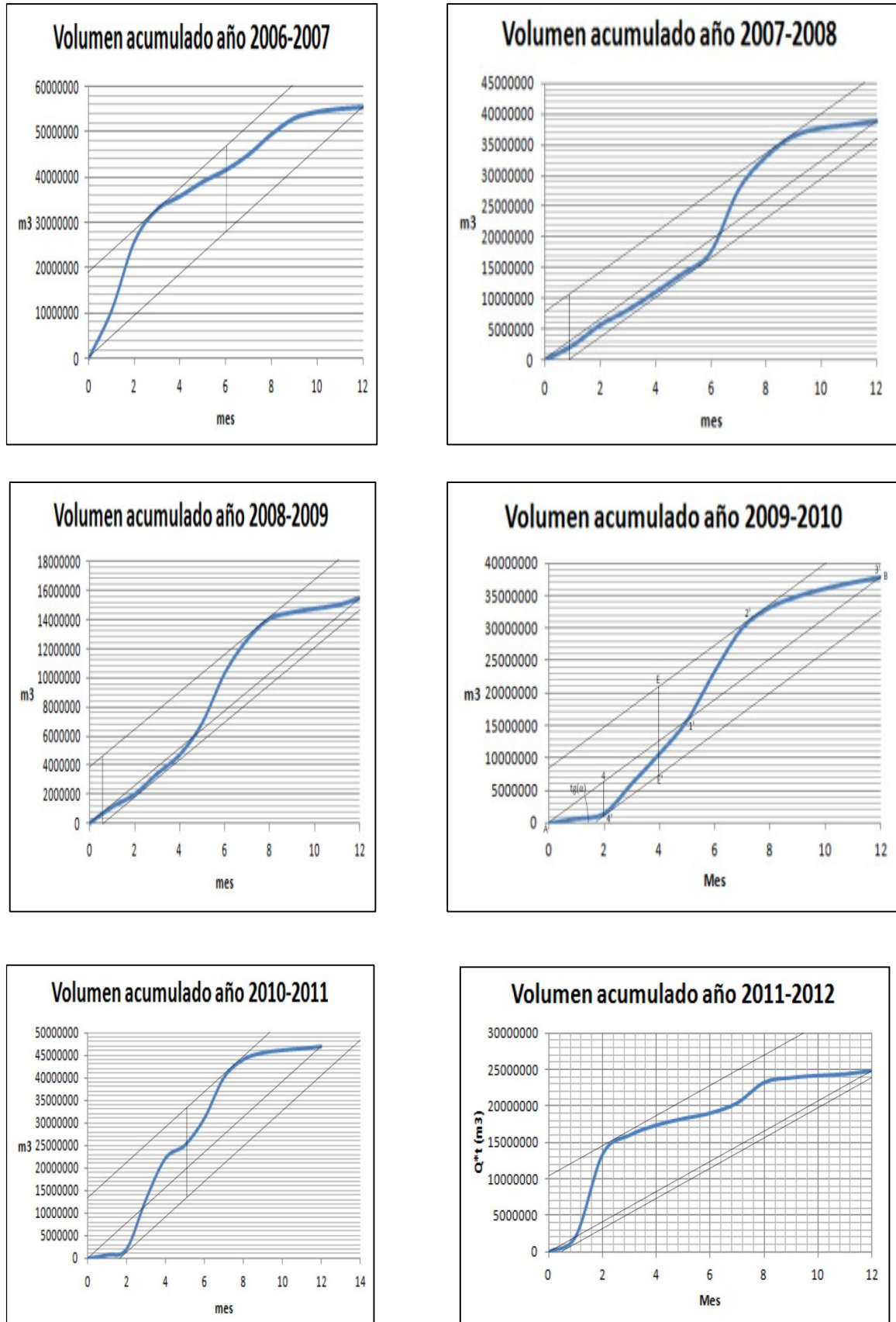


Figura 2.13 Método gráfico para calcular el volumen del embalse. Años 2000 a 2012.

Extraemos un volumen medio necesario para cada uno de los años **de 12.4 millones de m³**.

Los años 2000-2001 y 2002-2003 han sido considerados datos atípicos eliminándolos a la hora de hacer la media aritmética puesto que fueron dos años de enorme precipitación pluvial.

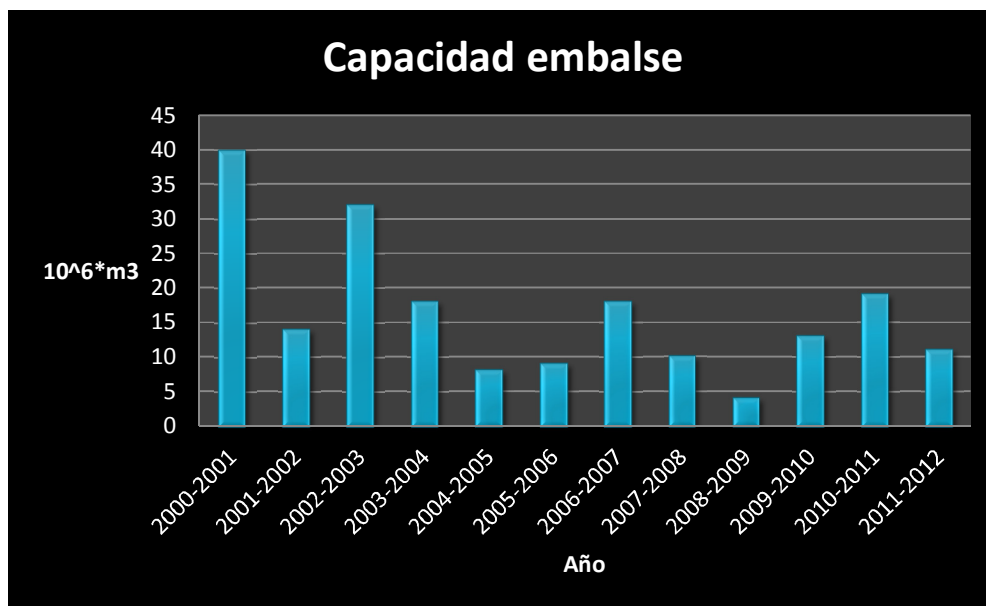


Figura 2.14 Capacidad requerida para el embalse

Como observamos en la Figura 2.14 el volumen necesario oscila sin seguir ningún patrón conocido de un año a otro y además el volumen medio necesario es muy alto, y no lo podemos llevar a cabo puesto que necesitaría un área enorme además de una presa de gran altura, lo que supondría un desembolso de capital enorme, no recomendable para una instalación mini hidráulica.

Además esta opción no es viable puesto que a unos 20 metros por encima del nivel del río se encuentra el pueblo de Hoyos del Espino, y si realizamos una presa muy alta, la localidad se podría inundar.

Con el fin de evitar cualquiera de estos problemas decidimos construir **una presa de 5 metros de altura**, a partir del cual calcularemos el volumen del embalse y comprobaremos si es viable para poder generar la potencia deseada. Como la altura bruta se mide desde la turbina al nivel de agua del embalse, se estimará que este nivel estará siempre entorno a los 3 metros de altura. Por lo que ahora, a la hora de calcular la altura bruta, se deberá tener en cuenta los tres metros de altura ganados por el embalse.

Podemos comparar la Figura 2.14 con la Figura 2.5, muy semejantes pues los años de los valores máximos y mínimos de caudal coinciden con los años de mayor y menor volumen acumulado. Esto resulta obvio ya que cuanto mayor caudal circule por el río, mayor será el volumen acumulado.

2.5 Volumen real del embalse

Ahora que hemos definido la altura de la presa, falta estimar un área para calcular el volumen real del embalse. Para el cálculo de ese volumen lo que habría que hacer es tener la información topográfica en 3D e ir sumando el volumen de cada plano, para obtener el volumen, pero este procedimiento es complicada por lo que se desechan están posibilidades y pasamos a una aproximación por un paralelepípedo, estimando el área del embalse

$$V_{emb} = H_{media} \times \text{Área}_{proyectada} \quad (2.2)$$



Figura 2.15 Área estimada del embalse

Pasamos las hectáreas de la Figura 2.15 a metros cuadrados, y empleando la Ecuación 2.2 conseguimos el volumen real del embalse. Suponemos que $H_{media} = H_{presa}$.

$$A_{proyectada} \approx 30000 \text{ m}^2$$

$$V_{emb} = H_{presa} \times \text{Area} = 5 \times 30000 = 150.000 \text{ m}^3$$

En el siguiente apartado, a partir del volumen real del embalse estudiaremos si con dicho volumen se obtiene una energía y unas horas de funcionamiento razonables para el caudal y la altura de la instalación.

2.6 Horas de funcionamiento de la central mini hidráulica

En esta parte vamos a prever las horas de funcionamiento que tendrá nuestra central a partir del caudal nominal y con el volumen del embalse real. Sabemos que con el volumen del embalse teórico que hemos calculado a partir de método del texto de Santo Sabrás^[4] lograríamos tener en funcionamiento la central durante todas las horas del año. Pero como se ha comentado anteriormente, la construcción de ese embalse alcanzaría un coste enorme, y no merece la pena. Lo que vamos a hacer en este apartado es comprobar si con el embalse real calculado en el Apartado 2.5, de un volumen unas 100 veces menor que el teórico, se pueden lograr unas horas de funcionamiento competentes.

Puesto que en los doce años que tenemos los datos de caudal, observamos una curva descendente, es más probable que el caudal del año 2013 se parezca más a los últimos años (2010, 2011, 2012), que a los primeros (2000, 2001...), por lo que nuestro estudio se basará en comprobar las horas de funcionamiento que hubiera tenido nuestra central en los años 2009-2010, 2010-2011, 2011-2012, extrapolando esos resultados a una estimación para los años futuros.

El estudio sigue los siguientes pasos:

- 1) Partimos del primer día del año hidrológico, 1 de octubre, suponiendo que el embalse está lleno.
- 2) Vamos turbinando mientras quede agua en el embalse, suponiendo que la central trabaja 8, 16 o 24 horas, dependiendo de cómo de lleno esté el embalse.

Cuando se turбина, el volumen del embalse cambiará siguiendo la siguiente ecuación:

$$V_{emb} = V'_{emb} - \alpha \times Q_n \times h \times 3600 + Q_d \times 24 \times 3600 \quad (2.3)$$

- V_{emb} : volumen del embalse actual
- V'_{emb} : volumen del embalse del instante anterior. Como lo hemos realizado por días, también es el volumen del embalse del día anterior
- α : desviación respecto al caudal nominal (oscila entre 0.7 y 1.1)
- Q_n : caudal nominal que sale del embalse
- h : horas de funcionamiento
- Q_d : caudal disponible que entra al embalse
- $\alpha \times Q_n \times h \times 3600$: volumen que sale del embalse
- $Q_d \times 24 \times 3600$: volumen que entra al embalse en un día (24 horas)

3) Cuando no haya agua para extraerla del embalse, solo entrará volumen, por lo que la ecuación será la 2.3 sin el término de volumen que sale del embalse, es decir:

$$V_{emb} = V'_{emb} + Q_d \times 24 \times 3600 \quad (2.4)$$

A la hora de realizar el estudio hay que tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Los días que el embalse esté lleno o exista una gran cantidad de caudal disponible de entrada, se turbinará las 24 horas y con el 110% del caudal con el fin de obtener la máxima energía posible.
- Como se demuestra en el capítulo 4, la turbina de nuestra central será una Francis, que trabaja con un rendimiento muy bueno para variaciones de caudal entre $0.6Q_n$ y $1.1Q_n$ como muestra la Figura 4.4, así que cuando el embalse este casi vacío podremos turbinar con un caudal inferior al nominal sin variar el rendimiento de la turbina.
- Cuando $Q_d > Q_n$, significará que entra más caudal del que es necesario turbinar, por lo que cogeremos todo del río y el embalse simplemente se llenará. Este hecho se puede ver en la Ecuación 2.3.
- El caudal ecológico no podrá turbinarse en ningún caso. Por eso en el caso en que el caudal ecológico sea mayor que el caudal del río, el caudal disponible será negativo, lo que quiere decir que el río no dispone de ningún caudal para llevar al embalse en ese momento.

Este proceso se aplicará día a día de cada uno de los tres años expuestos anteriormente, y de esa manera se puede conocer cuando el embalse estará lleno o vacío, y las horas de funcionamiento en las que se podrá hacer trabajar a la turbina. También se hallará la energía que generará la central.

El proceso ha sido realizado en Excel y puede comprobarse en el Anexo I. A continuación mostramos los resultados obtenidos con este estudio:

Año	2009-2010	2010-2011	2011-2012
Horas funcionamiento	4032	4360	2352
% Funcionamiento	46	49,8	27

Tabla 2.1 Horas de funcionamiento que tendría la central de los años 2009 al 2012

Conclusiones:

- En numerosas bibliografías obtenemos unas horas de funcionamiento medias para una central mini hidráulica de entre 2000 y 3500 horas. Como vemos en nuestro caso se cumple para los tres años. En relación con esto podemos afirmar que el embalse real calculado es válido.

- El volumen tan alto del embalse teórico se debe a que, con ese volumen, el embalse nunca se desborda ni se vacía, aprovechando todo el agua, lo cual crea un volumen teórico demasiado grande e irrealizable. Comprobamos cómo con una inversión mucho mejor se pueden obtener resultados satisfactorios.

Capítulo 3

Cálculo de conducciones. Altura bruta y neta

3.1. Altura Bruta. Calculo de la tubería forzada, alternativas y elección

3.1.1 Obtención de la altura bruta

Para obtener la altura bruta recurrimos al mapa topográfico de la zona de Ávila donde se ubicará nuestra turbina con el correspondiente embalse, sabemos que cuanto mayor sea la altura entre el embalse y la turbina, mayor será la potencia generada por dicha turbina, luego buscaremos una zona con desnivel a partir de la localización del embalse.

Para la búsqueda de esta altura hemos seguido los siguientes criterios:

- a) Tuberías forzadas no muy extensas (menor de 2.5 km de longitud)
- b) Que la potencia con la altura escogida sea mayor de 350 kW.
- c) Pérdidas lo más pequeñas posible.

Localizamos tres posibles puntos de centrar nuestra turbina, es decir, tres alternativas que recogemos en la Figura 3.1:



Figura 3.1. Posibles alternativas para la tubería forzada

No se marca la alternativa 3 pues se sale del mapa y si se señala, se vería todo en una escala mayor. Se mostrará en el apartado de alternativa 3.

Para iniciar el estudio sabemos que la altura inicial es 1387 metros con respecto al nivel del mar, que viene de la altura del terreno (1383 metros) más la altura de la presa (5 metros) y las pérdidas supuestas serán del 10% para las tres alternativas, aunque para la alternativa elegida se estudiarán las pérdidas más extensamente. Podemos ver un esquema de la instalación en la Figura 3.5.

Para calcular la longitud de la tubería solo estamos teniendo en cuenta la longitud horizontal, como si el perfil de la tubería fuera recto. Cuando escojamos la alternativa adecuada procederemos a realizar el estudio pertinente sin dicha hipótesis. La altura inicial de cada alternativa ya incluye los tres metros de altura ganados por el embalse.

Alternativa 1:

- ✚ Longitud de tubería horizontal = 1100 m
- ✚ Altura inicial= 1390 m
- ✚ Altura final= 1360 m
- ✚ Altura bruta ganada = 30 m
- ✚ Rendimiento total instalación ≈ 0.9

$$W = \eta \rho Q g H_b = 0.9 \cdot 1000 \cdot 1.214 \cdot 9.81 \cdot 30 = 321,5 \text{ kW}$$



Figura 3.2. Alternativa 1 para la tubería forzada.

Aunque de las tres alternativas esta es la que menor longitud de tubería tiene y por tanto la que menos pérdidas tendría, estamos buscando potencias de un rango superior a los 300kW pues suponemos que tenemos capital para esa inversión por lo que no es válida para el proyecto.

Alternativa 2:

- ✚ Longitud de tubería horizontal = 1970 m
- ✚ Altura inicial= 1390 m
- ✚ Altura final= 1344 m
- ✚ Altura bruta ganada = 46 m
- ✚ Rendimiento total instalación ≈ 0.9

$$W = \eta \rho Q g H_b = 0.9 \cdot 1000 \cdot 1.214 \cdot 9.81 \cdot 46 = 493,05 \text{ kW}$$

Esta alternativa conlleva un coste mayor que la anterior pues la tubería es casi el doble, y además tendrá más pérdidas, pero obtenemos una potencia cercana al medio Megavatio que es lo que buscamos.



Figura 3.3. Alternativa 2 para la tubería forzada.

Alternativa 3:

- ✚ Longitud de tubería horizontal = 4770 m
- ✚ Altura inicial = 1390 m
- ✚ Altura final = 1300 m
- ✚ Altura bruta ganada = 90 m
- ✚ Rendimiento total instalación ≈ 0.9

$$W = \eta \rho Q g H_b = 0.9 \cdot 1000 \cdot 1.214 \cdot 9.81 \cdot 90 = 964,6 \text{ kW}$$



Figura 3.4. Alternativa 3 para la tubería forzada.

Esta alternativa no es viable desde el punto de vista económico puesto que son casi 5 Km de tubería forzada y la inversión sería muy alta. Además las pérdidas son también muy altas.

La ventaja es que generamos una potencia bastante mayor que con las otras dos alternativas, pero no suficiente como para justificar una tubería forzada tan larga.

Tras el estudio de estas tres alternativas consideramos que la que mejor se ajusta a nuestro proyecto es la segunda alternativa, siendo ésta en la que profundizaremos. Por lo tanto la **altura bruta de nuestra instalación será de 46 metros**:

$$H_b = 46 \text{ m}$$

Se aporta la siguiente imagen para entender un poco mejor la estructura de nuestra central:

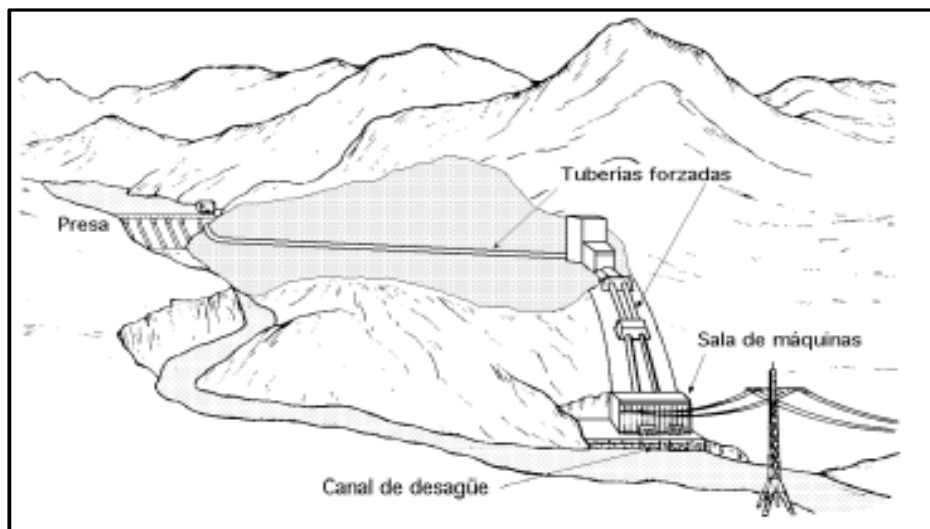


Figura 3.5. Esquema aprovechamiento hidráulico.

3.2 Perfil de la tubería forzada

El principal problema con el que nos encontramos al elegir esta alternativa es la necesidad de enterrar la tubería a unos 50 metros por debajo del suelo, debido a la pendiente que existe desde el inicio de la tubería forzada hasta el embalse. Ésto generaría un coste de instalación tremendo. Ésta pendiente como observamos en la curvas de nivel de la Figura 3.6 experimenta constantes cambios, aumentando incluso la pendiente en algunos.

Por este motivo se ha decidido recalcular los tramos de la tubería forzada para conseguir que ésta vaya al aire y no sea necesario enterrarla. El problema de tomar

esta media es que se aumentará la longitud de la tubería forzada y con ellos las pérdidas de la instalación pero se ahorrará gran capital en evitar soterrar la tubería.

El nuevo recorrido de la tubería tendrá unos 2400 metros aproximadamente y posee la siguiente forma:



Figura 3.6. Representación de la tubería forzada.

Se observan tres tramos bien diferenciados que pasaremos a estudiar independientemente. La longitud que ofrece el programa sigpac es la horizontal, como si todo estuviera a la misma altura, por lo que debemos calcular la distancia vertical y a partir de esas dos distancias hallaremos la hipotenusa que es la distancia real de la tubería. Al ser la distancia horizontal bastante mayor que la distancia vertical, la longitud de la tubería tiene el mismo valor prácticamente que la distancia horizontal. Todo esto puede verse gráficamente en la Figura 3.10.

Para la construcción del primer tramo, Figura 3.7, se observa que la línea de nivel de los 1390 metros, sigue prácticamente constante durante el recorrido del primer tramo, así pues la tubería seguirá una distancia horizontal de unos 900 metros sin variar su altura.



Figura 3.7 Primer tramo de la tubería forzada de la instalación

En cuanto al segundo tramo (Figura 3.8), ganamos una altura de 20 metros pues pasamos de una altura de 1390 a 1370 metros, el perfil de la tubería va descendiendo de una forma prácticamente continua. Este tramo tiene una distancia horizontal de 1000 metros, por lo que la distancia real de la tubería será $\sqrt{1000^2 + 20^2} = 1000,2 \text{ m}$



Figura 3.8 Segundo tramo de la tubería forzada de la instalación

El último tramo es en el que más altura se gana y el que más varía el perfil de la tubería forzada. Tenemos la distancia horizontal de 462 m y la vertical que sabemos que es la diferencia de cotas entre el comienzo de la tubería en ese tramo y el final, es decir, 26 metros. La longitud de la tubería forzada del tercer tramo será la hipotenusa que

forma la distancia horizontal con la vertical. Deducimos que la longitud del tercer tramo es aproximadamente 463 metros.



Figura 3.9 Representación segundo tramo tubería forzada.

El perfil de este último tramo varía a lo largo de su longitud debido a la no uniformidad de la pendiente de las líneas de nivel. A pesar de la variación es siempre descendente, y aunque la tubería se construya con la forma que se ha expuesto en la Figura 3.9, para el cálculo se aproximará a un tramo con pendiente constante, como en el caso de los dos anteriores.

Finalmente se expone en la Figura 3.10 el perfil completo de la tubería forzada con las cotas necesarias para posteriores cálculos.

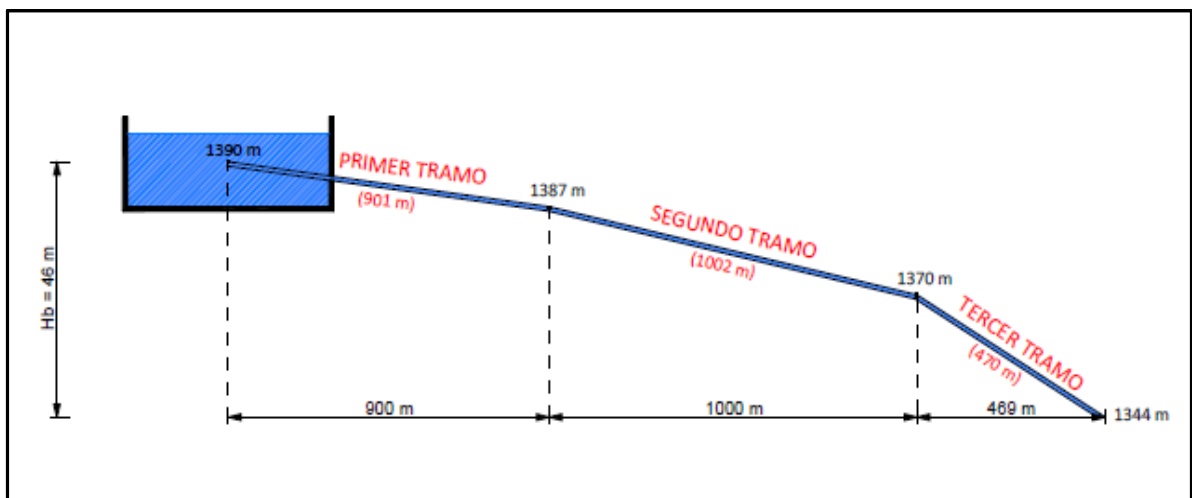


Figura 3.10 Perfil de la tubería forzada calculada.

3.3 Diámetro económico de la tubería forzada

El criterio básico a seguir a la hora de realizar el diseño de la conducción forzada, será el económico. Si en una instalación cualquiera se emplea una tubería de gran diámetro, el fluido circulará con velocidad reducida, las pérdidas de energía por rozamiento, función del cuadrado de la velocidad serán menores, y por lo tanto también será menor la potencia necesaria de la bomba y el consumo energético. En cambio el coste de tubería en la que el espesor aumenta con el diámetro, su instalación y mantenimiento serán mayores. Si al contrario utilizamos una conducción forzada de pequeño diámetro, la velocidad y el gasto energético serán mayores que los costes de instalación.

Como conclusión, un menor diámetro origina menor coste de instalación, pero mayores pérdidas en la explotación: mayor coste energético. El diámetro económico será aquel con el que la suma de ambos intereses contrapuestos sea óptima. Se trata pues de encontrar un diámetro óptimo económico que haga mínimos los costes anuales totales de conducción (energéticos y de instalación)

- $G_{\text{amortización}} + G_{\text{energía}} = \text{Mínimo}$

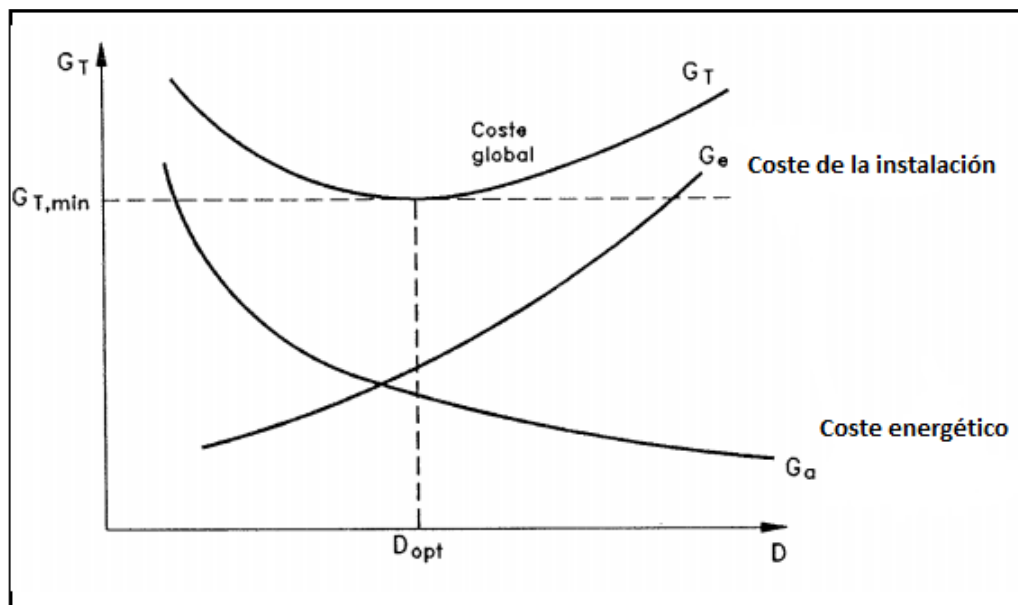


Figura 3.11 Esquema de obtención del diámetro óptimo.

El diámetro óptimo es el mínimo de la curva resultante al sumar las ordenadas de los costes energéticos (coste de la energía que se deja de producir) y coste de instalación representados en la Figura 3.11.

Distintos autores han estudiado numéricamente las variable que intervienen en este problema (tiempo de funcionamiento de la instalación, peso, precio de los materiales, longitud del conducto, caudal...etc) habiendo llegado a diversas expresiones de las cuales hemos optado por estudiar dos de ellas.

1º Método

La primera de ellas ha sido extraída del libro de Merino Azcárraga^[5] para una primera aproximación del diámetro óptimo. Este diámetro lo dará la ecuación:

$$D_{econ} = C \times Q^{0.43} \times H_b^{-0.14} \quad (3.1)$$

D : diámetro en m .

Q : caudal máximo en m^3/s .

H : altura geométrica en m .

C : 1.26 para precios bajos de energía y 1.43 para precios altos.

Escogeremos la constante para precios altos de energía, puesto que actualmente los costes son más elevados que hace unos años, y además desde el punto de vista de la seguridad, proporciona un diámetro mayor. Sustituyendo nuestros valores en la Ecuación 3.1:

$$D_{econ} = 1.43 \times 1.214^{0.43} \times 46^{-0.14} = 0,909 \text{ m}$$

2º Método

La siguiente expresión es más precisa debido a que tiene en cuenta un mayor número de variables, ha sido sacada del libro de José Agüera Soriano^[6].

Parte de que los costes dependientes del diámetro son tres:

$$C = C_1(D) + C_2(D) + C_3(D) \quad (3.2)$$

- C_1 es el coste de la tubería instalada, con sus accesorios, gastos e impuestos.
- C_2 es el coste de la turbina instalada.
- C_3 es el importe actualizado de los recibos de energía eléctrica a pagar durante los t años de vida útil de la instalación.

Siguiendo los razonamientos y demostraciones del libro de Soriano^[6] se llega a la siguiente expresión:

$$D = 1,165 \cdot \left[\frac{\lambda}{\eta} \cdot \left(0,5 + 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{p}{p'} \cdot \frac{h}{a} \right) \right]^{0.154} \cdot Q^{0.462} \quad (3.3)$$

λ : coeficiente de fricción.

η : rendimiento aproximado de la turbina. Supondremos un rendimiento de 0.9.

p : precio actual Kwh tarifa a utilizar.

p' : precio actual Kwh tarifa riego baja tensión.

h : horas de funcionamiento de la central.

a: factor de amortización, que a su vez depende del número de años de vida de la instalación (t) y del tipo de interés nominal del país (r), en el caso de España $r = 4\%$. Además suponemos 25 años de vida para la instalación, quedando:

$$a = \frac{(1+r)^t \cdot r}{(1+r)^t - 1} = \frac{(1+0,04)^{25} \cdot 0,04}{(1+0,04)^{25} - 1} = 0,064 \quad (3.4)$$

El término 0,5 tiene en cuenta el coste de la turbina. Influye poco cuando la instalación vaya a trabajar muchas horas.

Los parámetros p' y p son económicos y crecerán en proporción: el cociente p/p' variará poco con el tiempo. Cualquier desviación quedaría además minimizada a causa del exponente 0,154 tan pequeño, por lo que supondremos $p/p' = 1$.

Lo único que queda por determinar para hallar el diámetro económico con esta aproximación es la λ . Para ello iteraremos del siguiente modo:

1. Hallar el diámetro económico a partir de la Ecuación 3.3 suponiendo $\lambda = 0.015$
2. Calcular la velocidad del fluido (Ecuación 3.5).

$$Q = V \times A \rightarrow V = Q/A \quad (3.5)$$

3. Teniendo en cuenta que el material es acero comercial soldado con rugosidad absoluta $k = 0.08$ mm, calcular la rugosidad relativa (Ecuación 3.6). Este aspecto se explicará con mayor notoriedad en el apartado de las pérdidas.

$$\xi = K/D \quad (3.6)$$

4. Calcular el número de Reynolds a partir de la Ecuación 3.7.

$$Re = V \times D/\nu \quad (3.7)$$

- V : velocidad del fluido m/s .
- D : diámetro de la tubería m .
- ν : viscosidad cinemática m^2/s , se define como el cociente entre la viscosidad dinámica de un fluido y su densidad. Para el caso de nuestro fluido que es el agua tenemos $\nu = 10^{-6} m^2/s$.

5. Con la rugosidad relativa y el número de Reynolds entramos en el diagrama de Moody y hallamos el nuevo coeficiente de fricción λ . Volvemos a realizar el mismo proceso con el nuevo λ , y cuando éste coincida con el anterior, cogemos ese valor y dejamos de iterar.

1ª Iteración; $\lambda = 0.015$

$$D = 1,165 \cdot \left[\frac{0,015}{0,9} \cdot \left(0,5 + 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2500}{0,064} \right) \right]^{0,154} \cdot 1.214^{0,462} = 0,962 \text{ m}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = V \times A \rightarrow V = \frac{Q}{A} = \frac{4 \times Q}{(\pi \times D^2)} = 1.67 \text{ m/s} \\ \xi = \frac{K}{D} = 0.08/962 = 8.3 \times 10^{-5} \\ Re = V \times D/\nu = 1.67 \times 0.962/10^{-6} = 1.69 \times 10^6 \end{array} \right\} \lambda=0.012$$

Volvemos a sustituir en la ecuación;

$$D = 1,165 \cdot \left[\frac{0,012}{0,9} \cdot \left(0,5 + 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{2500}{0,064} \right) \right]^{0,154} \cdot 1.214^{0,462} = 0,93 \text{ m}$$

2ª iteración; $\lambda = 0.012$:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = V \times A \rightarrow V = \frac{Q}{A} = \frac{4 \times Q}{(\pi \times D^2)} = 1.79 \text{ m/s} \\ \xi = \frac{K}{D} = 8.7 \times 10^{-5} \\ Re = V \times D/\nu = 1.67 \times 0.962/10^{-6} = 1.65 \times 10^6 \end{array} \right\} \lambda=0.012$$

Que coincide con el anterior, por lo que tomaremos $\lambda=0.012$ como coeficiente de fricción. Tras el estudio de estos dos métodos que dan un resultado muy cercano, optamos por quedarnos con el segundo de éstos puesto que es el más completo, concluyendo por tanto que el diámetro óptimo para nuestra tubería es de 0,93 m.

$D_{\text{tubería}} = 0,93\text{m}$

3.4 Pérdidas en la tubería. Altura neta

3.4.1 Pérdidas primarias

Dos son los factores que juegan un papel determinante en el cálculo de pérdidas de carga primarias: el que la tubería sea lisa o rugosa, y el régimen de flujo.

La rugosidad de la pared de una conducción puede ser uniforme o no uniforme. La rugosidad uniforme se crea artificialmente en investigaciones de laboratorio, sin embargo las paredes de las tuberías comerciales se caracterizan por su rugosidad no uniforme, con gran dispersión de las magnitudes de las protuberancias con respecto al valor medio.

Puede aceptarse que la rugosidad no uniforme de la pared interna de un conducto comercial como el nuestro depende de la altura media de las irregularidades de la superficie, de su forma de la separación entre adyacentes...etc, por lo que prácticamente se hace imposible tener en cuenta todos estos factores y se acepta que la rugosidad puede expresarse mediante una longitud k , o rugosidad absoluta, que es una medida de la altura media de las protuberancias de su pared interna y que se considera representativa del conjunto de características geométricas de su superficie. Esta rugosidad absoluta se relaciona con el diámetro que es otra variable importante, y aparece el termino adimensional rugosidad relativa (Ecuación 3.6).

Esta variable ya fue obtenida y calculada en el apartado de diámetro económico, pero no se había explicado con exactitud.

La rugosidad absoluta k es obtenida de la siguiente tabla:

Tubería	K (mm)
Tubos estirado de acero	0.0024
Tubos de cobre	0.0015
<u>Acero comercial y soldado</u>	<u>0.03-0.09</u>
Fundición	0.12-0.6
Hierro forjado	0.03-0.09
Hierro galvanizado	0.06-0.24
Mortero	0.3-3

Tabla 3.1 Tabla valores rugosidad absoluta

Optamos por escoger el acero comercial y soldado ya que es muy usado en tuberías forzadas. Utilizaremos un valor para la K de 0.08 (Tabla 3.1), pues si cogemos un valor bajo podríamos tener más pérdidas de las calculadas.

En cuanto al tipo de régimen de flujo, es conocido que lo que determina que sea de un tipo u otro es el número de Reynolds (Ecuación 3.7).

Como ya calculamos en el Apartado 3.3:

$$Re = 1.65 \times 10^6 > 4000 \longrightarrow \text{Régimen turbulento}$$

Este régimen es el más habitual, en él las pérdidas de carga primarias, H_{rp} , son inversamente proporcional al diámetro y directamente proporcional al cuadrado de la velocidad media, a la longitud de la tubería y al coeficiente de fricción.

$$H_{rp} = f(V, D, \lambda, L)$$

Se llega a la siguiente ecuación:

$$H_{rp} = \frac{\lambda \cdot L \cdot V^2}{D \cdot 2g} = \frac{\lambda \cdot L \cdot 8 \cdot Q^2}{D^5 \cdot \pi \cdot g} \quad (3.8)$$

- i. $L = 2400 \text{ m}$
- ii. $\lambda = 0.012$
- iii. $D = 0.93 \text{ m}$
- iv. $V = 1.79 \text{ m/s}$
- v. $g = 9.8 \text{ m/s}^2$

$$H_{rp} = \frac{\lambda \cdot L \cdot V^2}{D \cdot 2g} = \frac{0.012 \times 2400 \times 1.79^2}{0.93 \times 2 \times 9.8} = 5,06 \text{ m.c.a. de pérdidas primarias}$$

3.4.2 Pérdidas secundarias en la instalación

Las pérdidas de carga secundarias o menores, H_{rs} , son las que tienen lugar en la irregularidades, singularidades o accidentes de las conducciones: codos, té, válvulas...etc, y son pérdidas de forma provocada por el desprendimiento de la capa límite. Como la configuración de flujo en estos elementos es muy compleja, la teoría es escasa y habitualmente se miden estas pérdidas de modo experimental.

La expresión de uso general para el cálculo de pérdidas de carga secundarias es:

$$H_{rs} = \frac{\sum K_i V^2}{2g} \quad (3.9)$$

Aparece un término nuevo, la K , que aunque se nombre igual no tiene nada que ver con la rugosidad absoluta. Este término es un coeficiente que depende de la forma y dimensiones del accesorio del que se trate, del número de Reynolds, de la rugosidad y de la corriente antes del accesorio. En la mayoría de los casos este coeficiente se determina experimentalmente.

En nuestro caso, consideramos que se producirá pérdida de carga secundaria en los siguientes puntos de la instalación:

a) Pérdidas en los codos:

En la zona de los codos se tienen altos flujos de Reynolds, y consideramos que se van a producir unas pérdidas. Se toma un coeficiente de pérdidas $K=0,1$, muy común en codos poco pronunciados como los de la instalación del proyecto.

b) Pérdidas en las rejillas:

Las rejillas producen una pérdida de carga al paso del fluido por las mismas, que se puede obtener mediante la expresión de Kirschmer;

$$h_r = \beta \cdot \left(\frac{s}{m}\right)^{4/3} \cdot \frac{V^2}{2g} \sin(\alpha) = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (3.10)$$

siendo h_r la pérdida de carga en unidades de columna de agua, s el espesor de los barrotes, m la distancia entre los mismos, V la velocidad de llegada del fluido a la rejilla, α la inclinación de los barrotes con respecto de la horizontal y β un coeficiente que depende de la forma de los mismos y que puede obtenerse a partir de la Figura 3.12 extraída del texto de Zoppetti^[7]:

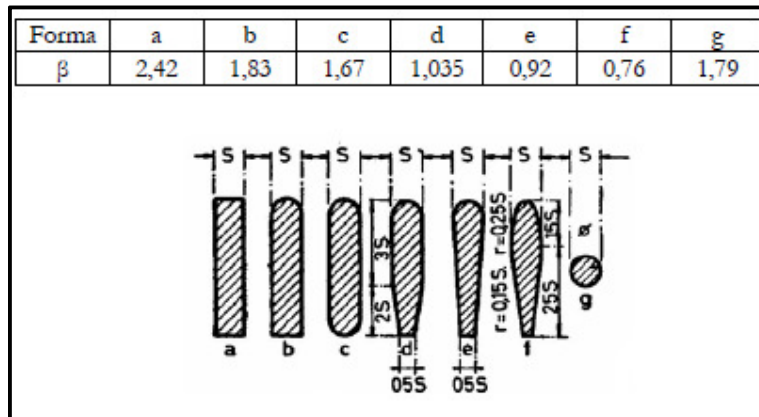


Figura 3.12 Diferentes secciones posibles para los barrotes y valores para β

Se estimará una separación entre barrotes m de 30 mm, la más usual para el caso de rejillas finas y un espesor de barrote de 10 mm. Así como una inclinación de las rejillas de 75° con respecto del eje de la tubería forzada. Se escogerá la forma "a" de la Figura 3.12 para las rejillas.

Igualando términos en la Ecuación 3.10, podemos obtener un valor de K.

$$h_r = 2,44 \cdot \left(\frac{0,01}{0,03}\right)^{4/3} \cdot \frac{V^2}{2g} \sin(75^\circ) = 0,54 \cdot \frac{V^2}{2g} \rightarrow K = 0,54$$

c) Pérdida en las válvulas de compuerta

Para calcular las pérdidas en las compuertas que controlan la entrada en la tubería forzada, se ha empleado la tabla del texto de Viedma y Zamora^[8], donde generalmente la pérdida de carga para la válvula abierta es de $K=0,25$.

Como la entrada es por un tubo redondeado la capa límite avanzará desde la entrada y crecerá hasta que se extienda hasta el centro de la tubería, formando un flujo uniforme en la tubería, por lo que se suponen despreciables las pérdidas a la entrada de la tubería forzada.

Las pérdidas secundarias totales serán:

$$H_{rs} = \sum K_i \cdot \frac{V^2}{2g} = (0,1 \times 2 + 0,54 + 0,25 \times 2) \cdot \frac{1,79^2}{2 \times 9,8} = \mathbf{0,2 \text{ m.c.a}} \text{ de pérdidas secundarias}$$

3.4.3 Pérdidas totales

Las pérdidas totales serán la suma de las pérdidas primarias y secundarias:

$$H_r = H_{rp} + H_{rs} \quad (3.10)$$

$$H_r = 5,06 + 0,2 = \mathbf{5,26 \text{ m.c.a}}$$

Con este dato podemos deducir el porcentaje de pérdidas en la tubería como

$$\% \text{ pérdidas} = H_r / H_b \quad (3.11)$$

$$\% \text{ pérdidas} = 5,26/46=0,1143 \longrightarrow \mathbf{11,43\% \text{ de pérdidas}}$$

Las pérdidas de instalaciones de esta índole suelen estar entorno al 10%, en nuestro caso son levemente más elevado de lo normal, aunque no es extraño debido a la longitud de la tubería forzada, y a la instalación de dos válvulas de compuerta. Se pueden considerar válidas estas pérdidas.

3.4.4 Altura neta y rendimiento hidráulico de la conducción forzada

La altura neta de la instalación es la variación de altura experimentada por el fluido al atravesar la máquina, teniendo en cuenta las pérdidas de conducción. Para nuestro proyecto la calculamos como diferencia entre altura bruta y pérdidas.

$$H_n = H_b - H_r \quad (3.12)$$

$$H_n = 46 - 5,26 = \mathbf{40,74 \text{ m.c.a}}$$

La dimensión en longitud y sección de la tubería forzada, y el estudio de pérdidas que se produce en la misma para ese caudal nominal, reducirán la altura bruta a la neta, como se muestra en la siguiente Figura:

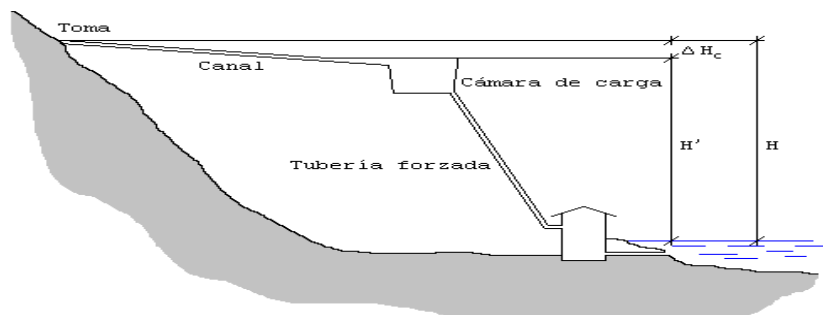


Figura 3.13 Esquema ilustrativo de una instalación con pérdidas primarias y secundarias

El rendimiento hidráulico, relaciona la altura neta con la bruta, es decir mide la eficiencia del salto hidráulico y viene dado por:

$$\eta_{h,t.f.} = \frac{H_n}{H_b} \quad \eta_{h,t.f.} = 40,74/46 = 0,8856 \longrightarrow 88,56\%$$

3.5 Dispositivos de cierre, seguridad y accesorios

El buen funcionamiento de un sistema de tuberías depende en gran parte de la elección adecuada y de la situación de las válvulas que controlan y regulan la circulación de los fluidos en la instalación. Las válvulas deben colocarse en lugares donde sea fácil su manejo y de modo que pueda atenderse la conservación de la instalación sin que interrumpa el funcionamiento de otros aparatos conectados. Una buena válvula debe diseñarse de manera que sus deformaciones debidas a las variaciones de temperatura y de presión, y las dilataciones de las tuberías conectadas, no deformen el asiento. Su vástago y el collarín del prensaestopas deben permitir poner con facilidad y con rapidez la empaquetadura, y los discos y los asientos deben estar diseñados y hechos con materiales que permitan que la válvula siga cerrando bien durante un periodo razonable de servicio activo.

Operaciones de control múltiples, complejas y automáticas se consiguen incorporando al circuito las válvulas más adecuadas. Pueden servir para realizar tres funciones distintas:

- Controlar la presión: limitan la presión del circuito para protegerlo o para reducir la fuerza o el par ejercido por el cilindro o un motor rotativo; limitan la presión en una rama de un circuito a un valor inferior a la presión de trabajo del circuito principal; controlan la sucesión de operaciones entre dos ramas de un circuito.
- Controlar el caudal: controlan, por ejemplo, la velocidad con que se mueve un cilindro hidráulico.

- Controlar la dirección: Bloquean el paso del fluido en un sentido, pero no en el sentido contrario

A lo largo de las conducciones y el resto de instalaciones de la central, es preciso disponer una serie de elementos de control y seguridad, a fin de facilitar el control de caudales y presiones. Se prevé la disposición de los siguientes elementos:

Válvulas de compuerta

Estas válvulas son las más utilizadas para seccionamiento o corte, aunque también tienen un uso limitado como válvulas de regulación. En este tipo de válvulas el cierre se produce por desplazamiento lineal de una compuerta que obstruye el paso del fluido por de forma perpendicular a la dirección del mismo. Cuando está en posición abierta obstaculiza poco el flujo, la turbulencia que presenta y la pérdida de carga es baja.

Son válvulas de cierre estanco. Incorporan un sistema de by-pass que permite el paso del agua de una cara a otra de la pantalla de la válvula, lo que equilibra las presiones a uno y a otro lado de la misma, facilitando el levantamiento de la compuerta. La válvula estará accionada por un servomotor que funcionará con la presión de la propia tubería forzada.

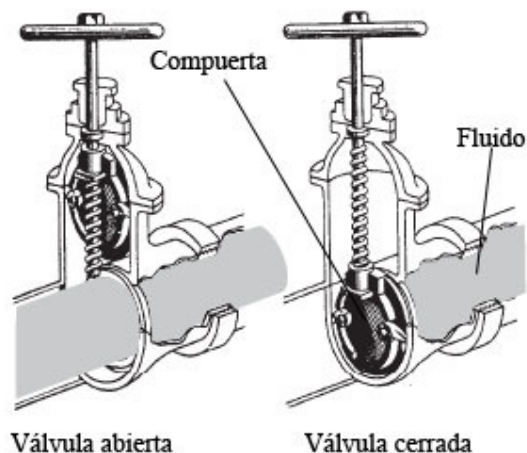


Figura 3.14 Sección de una válvula de compuerta posición abierta y cerrada

Este tipo de válvulas introducen una pérdida de carga al paso del fluido incluso al estar totalmente abiertas. Dicho coeficiente de pérdidas K dependerá de si en la instalación la válvula está acoplada o roscada así como del diámetro de la misma, existiendo un amplio abanico de posibilidades. La válvula se instalará a la entrada de la tubería forzada.

Existen modelos desde 3 mm a 3 m de diámetro, en materiales plásticos y metálicos principalmente.

Cuando se encuentra totalmente abierta apenas perturba el flujo, debido a que el cuerpo de la válvula es una prolongación de la tubería forzada, mientras que cuando se cierra la presión aguas arriba actúa contra la compuerta, ésta se apoya en su asiento en dirección perpendicular y facilita la estanqueidad (evitar el paso del agua). Una gran ventaja es que al ser controladas por un servomotor se puede aumentar el tiempo de cierre, es decir cerrar la válvula lentamente, y de esta manera evitar el golpe de ariete.

En la instalación se ha decidido instalar dos válvulas de compuerta puesto que la longitud de la tubería forzada es muy larga. Se dispondrá una válvula al inicio, y otra a mitad de la instalación, es decir, a unos 1200 metros de la presa.

Rejillas

Se dispondrán unas rejillas en la entrada del depósito de puesta en carga, a fin de impedir que cuerpos flotantes pudieran llegar a la conducción o a las turbinas, produciendo grandes desperfectos e incluso la rotura de las palas del distribuidor y de los alabes del rotor.

Las rejillas más comúnmente empleadas pueden clasificarse en gruesas y finas, en función del espacio entre barrotes. Las finas son las que realmente protegen más a fondo los elementos de las turbinas, por lo que han sido las seleccionadas para la instalación.

Existen gran diversidad de barrotes, como se muestra en la Figura 3.12, si bien el más utilizado por economía es el modelo *a* que será el que se utilizará en el proyecto.

En lo relativo a las labores de mantenimiento se dispondrán unas máquinas limpiadoras automáticas, especialmente indicado en instalaciones como esta, en las que la pérdida de carga ha de reducirse lo máximo posible.

3.6 Espesor estimado de la tubería

Una vez obtenida esta presión de diseño, acudimos al texto de Merino Azcárraga^[5], para obtener el valor de espesor *e* de la tubería mediante la expresión:

$$e = \frac{4,9 \cdot D \cdot 1,25P}{\tau} + C \quad (3.13)$$

siendo:

e : espesor en mm.

D: diámetro de la tubería en m.

P : presión de diseño en m.c.a. El 1,25 se le añade para mayorar.

τ : carga de trabajo del material en MPa.

C: tolerancia o sobreespesor para tener en cuenta la corrosión en servicio, $C=1$ para tramos rectos y $C=1,5$ en tramos curvos. En nuestro caso tomamos $C=1$.

$$e = \frac{4,9 \cdot 0,93 \cdot 1,25 \cdot (40,74 + 5,26)}{98,1} + 1 = 3,67mm$$

En posteriores estudios se deberá comprobar que el espesor soporta las presiones, condiciones, tensiones... a las que se ve sometida la tubería.

3.7 Golpe de ariete

Se denomina golpe de ariete al choque violento que se produce sobre las paredes de un conducto forzado, cuando el movimiento del fluido es modificado bruscamente. En otras palabras, el golpe de ariete se puede presentar en una tubería que conduzca un líquido hasta el tope, cuando se tiene un frenado o una aceleración en el flujo; por ejemplo, el cambio de abertura en una válvula en la línea.

Al cerrarse rápidamente una válvula en la tubería durante el escurrimiento, el flujo a través de la válvula se reduce, lo cual incrementa la carga del lado aguas arriba de la válvula, iniciándose un pulso de alta presión que se propaga en la dirección contraria a la del escurrimiento. Esta onda provoca sobrepresiones y depresiones las cuales deforman las tuberías y eventualmente la destruyen. Desde el punto de vista energético puede considerarse la transformación de la energía cinética del fluido en energía potencial elástica (cambios de presión) y viceversa. Si la tubería carece de roce y es indeformable y por lo tanto no hay pérdidas de energía, el fenómeno se reproduce indefinidamente. Si hay roce y la tubería es elástica parte de la energía se va perdiendo y las sobrepresiones son cada vez menores hasta que el fenómeno se extingue.

En el caso de cierre de una válvula, la fuerza viva del agua se convertirá en trabajo, determinando en las paredes de la tubería presiones superiores a la carga inicial. Si se pudiera cerrar la válvula en un tiempo $t = 0$, se produce el cierre instantáneo y considerando que el agua fuese incompresible y la tubería no fuese elástica, la sobrepresión tendría valor infinito. En la práctica, el cierre lleva algún tiempo, por pequeño que sea y la energía que va a absorberse se transforma en esfuerzos de compresión del agua y deformación de las paredes de la tubería.

La sobrepresión no es infinita, pero tiene un valor más o menos alto según el tiempo de cierre y el material de que esté hecha la tubería. La temperatura también influye, aunque no mucha. Esta sobrepresión se origina en la válvula que se cierra, y viaja por la tubería a una velocidad que se llama celeridad " C_s ". Estas ondas de sobrepresión suelen ir seguidas de ondas de depresión.

Al igual que sucede en un resorte largo que es estirado y luego dejado libre, la tubería debido a la elasticidad del material de que está hecha, se contrae hasta un tamaño ligeramente menor que el previo a la sobrepresión, produciéndose una salida de agua mayor que el aumento de volumen causado por la sobrepresión. Este fenómeno es acompañado por una reducción de la presión que, por inercia, debería ser (en teoría) igual y de sentido inverso a la sobrepresión. Este fenómeno se repetirá continuamente, presentándose una serie de ondas de presión que oscilan entre valores de $(+\Delta h)$ y $(-\Delta h)$ cada vez menores, debido a la disipación de la energía, hasta que finalmente el sistema se estabiliza llegando a tenerse la presión hidrostática.

Para calcular la máxima sobrepresión a la que se puede ver expuesta la instalación se deberán utilizar la expresión de Allievi (que se contempla como de diseño desde el punto de vista de la seguridad, al calcular la máxima sobrepresión posible que se puede alcanzar en la tubería) si $t_r < t_{iv} < t_0$ o mediante la expresión de Michaud en caso contrario.

La expresión de **Allievi** se calculará como:

$$\Delta h = \rho \cdot c \cdot v \quad (3.14)$$

siendo:

Δh : sobrepresión en *m.c.a.*

ρ : densidad del fluido.

c : celeridad de propagación de la sobrepresión en *m/s*.

v : velocidad del fluido en *m/s*.

La velocidad de propagación de las ondas a en el seno de un fluido es,

$$a^2 = E_0 / \rho \quad (3.15)$$

lo que se conoce como velocidad del sonido. Para el caso del agua, teniendo en cuenta que su módulo de elasticidad $E_0 = 2 \times 10^6 \text{ kN/m}^2$ y su densidad $\rho = 1.000 \text{ kg/m}^3$, resulta en torno a 1.400 m/s . Sin embargo, los efectos de la elasticidad de la tubería hacen disminuir esta velocidad pudiéndose calcular entonces a través de la expresión de Joukowski,

$$c = \frac{\sqrt{E_0 / \rho}}{\sqrt{1 + \frac{E_0}{E \cdot e} \cdot D}} = \frac{a^2}{\sqrt{1 + \frac{a^2 \cdot \rho \cdot D}{e \cdot E}}} \quad (3.16)$$

donde:

e : espesor de la tubería.

D : diámetro de la tubería.

E: módulo de elasticidad del material.

E_0 : módulo de elasticidad del fluido circulante.

$$c = \sqrt{\frac{a^2}{1 + \frac{a^2 \cdot \rho \cdot D}{e \cdot E}}} = \sqrt{\frac{1400^2}{1 + \frac{1400^2 \cdot 1000 \cdot 0,93}{0,00367 \cdot 2 \cdot 10^{11}}}} = 750,11 \text{ m/s}$$

El resultado obtenido parece razonable, puesto que el valor de c suele estar comprendido entre 600 y 1200 m/s, inferiores en cualquier caso a la velocidad del sonido.

La sobrepresión de Allievi será:

$$\Delta h_{Allievi} = 1000 \cdot 750,11 \cdot 1,79 \approx \mathbf{170,04 \text{ m. c. a}}$$

Por otra parte, la expresión de **Michaud** la cual supone que la ley de cierre de la válvula es lineal con el tiempo, vendrá dada por:

$$\Delta p = \frac{2\rho Lv}{t_0} \quad (3.17)$$

A continuación se definen los posibles tipos de cierre en función del tiempo.

Sea:

t_0 : tiempo de cierre de la válvula.

t_r : tiempo de residencia de una partícula fluida en el conducto. $t_r = L/v$, siendo v la velocidad media del fluido en la tubería.

t_{iv} : tiempo de ida y vuelta de las ondas de presión.

Donde la L es la longitud de la tubería sujeta al fenómeno.

- Cierre lento: Si el tiempo de cierre de la válvula es mayor que el tiempo de residencia de una partícula fluida en el conducto. No se producen sobrepresiones.
- Cierre intermedio: si el tiempo de cierre es $t_0 \approx t_r$, el término inercial no es despreciable, sin embargo los efectos de la compresibilidad siguen siendo despreciables.
- Cierre rápido pero no instantáneo: Si el tiempo de cierre es $t_r > t_0 > t_{iv}$. La sobrepresión generada puede calcularse de modo aproximado mediante la fórmula de Michaud, suponiendo que la ley de cierre de la válvula es lineal con el tiempo.
- Cierre rápido e instantáneo: Es el golpe de ariete propiamente dicho. Si $t_0 < t_{iv}$. Para este caso la sobrepresión se obtiene mediante la fórmula de Allievi, previamente calculada.

Puesto que la válvula encargada del cierre de la admisión a las turbinas, (y por tanto la susceptible de provocar una sobrepresión) son las dos válvulas de compuerta, situadas al inicio y a mitad de la tubería forzada, será ésta la que determine el tiempo de cierre, y por tanto el posible golpe de ariete. La válvula de compuerta tiene un tiempo de cierre aproximado de $t_0=3,5s$.

Siendo los tiempos de residencia y de ida y vuelta de la onda de presión:

$$t_r = L/v = 1200/1,79 = 670,39 \text{ s} \quad (3.18)$$

$$t_{iv} = \frac{2L}{c} = \frac{2 \cdot 1200}{750,11} = 3,19 \text{ s} \quad (3.19)$$

Dado que el tiempo de cierre es $t_r > t_0 > t_{iv}$, la sobrepresión generada se calculará mediante la fórmula de Michaud:

$$\Delta p_{Michaud} = \frac{2\rho Lv}{t_0} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 1200 \cdot 1,79}{3,5} \approx \mathbf{122,7 \text{ m.c.a}}$$

Por tanto, será la expresión de Michaud la que emplearemos para el dimensionado final de la tubería. El espesor necesario puede obtenerse mediante la expresión general para el cálculo de tuberías forzadas que se encuentra, por ejemplo, en el texto de Zoppetti^[7]:

$$e = \frac{p \cdot D}{2 \cdot K} \quad (3.20)$$

donde

p : la presión total de la tubería (aquí se ha incluido la presión de diseño sin mayorar, altura de agua en m.c.a, más la sobrepresión por Michaud).

D : diámetro de la tubería.

K : coeficiente de trabajo del acero en kg/mm^2 . Se ha considerado $K=13 \text{ kg/mm}^2$.

$$e = \frac{p \cdot D}{2 \cdot K} = \frac{(40,74 + 5,26 + 122,7) \cdot 0,93}{2 \cdot 13} = \mathbf{6,04 \text{ mm}}$$

Este será el espesor final de la tubería forzada. **El del Apartado 3.7 no es válido ya que no soportará las sobrepresiones que se presentan en la instalación.**

3.8 Trazado y montaje

Las tuberías forzadas se montan en el aire, y en general apoyadas sobre macizos, generalmente de hormigón en masa. El trazado debe hacerse de modo que solo haya una alineación, pese a que también es admisible más de una. Se estudiarán los

cambios de rasante de modo que no haya tramos de mucha inclinación seguidos de tramos más planos.

Los apoyos normales de la tubería dispondrán en su parte superior una plancha de acero o de hierro curvada en U, empotrada en la obra de fábrica para que pueda moverse el tubo por las variaciones de temperatura con el menor esfuerzo de rozamiento. La distancia a que deben situarse los macizos de apoyo es aproximadamente el cuádruplo de diámetro de la tubería aunque ha de comprobarse su valor al realizar el cálculo de la resistencia de materiales. Existen algunas configuraciones clásicas en cuanto a la distribución de los apoyos. En este proyecto se ha optado por la disposición de dos pies de palastros soldados a la tubería, que se mueven sobre una pieza en forma de U, constituidos por viguetas de acero. Los pies derechos no deben tener altura menos a 0,50 m y deben apoyarse en terreno consistente.

3.9 Anclaje de la tubería

En los cambios de rasante de la tubería o en los cambios de sección de ésta, es conveniente colocar macizos de anclaje, que sirven para contrarrestar los esfuerzos debido a la variación de cantidad de movimiento que experimenta el fluido. Lo más corriente es que existan en la tubería unas juntas de dilatación inmediatas al macizo de anclaje y después de éste, en dirección hacia abajo. Estas juntas hacen que el esfuerzo solicitado al macizo sea de escaso valor. Los macizos se fabrican generalmente de hormigón en masa.

La tubería forzada de la futura instalación estará sometida a esfuerzos provocados por el empuje del agua, el rozamiento de la tubería sobre los asientos de los apoyos y el propio peso de la conducción. Todas estas sollicitaciones son absorbidas por los apoyos y los anclajes dispuestos.

3.11 Tensiones producidas en la tubería

La tensión radial producida sobre el material de la tubería (acero), de radio interno R , espesor e , es:

$$\sigma_r = \frac{\Delta p \cdot R}{e} \quad (3.21)$$

En nuestro caso;

$$\sigma_r = \frac{\Delta p \cdot R}{e} = \frac{(5,26 + 40,74 + 122,7) \cdot \frac{0,93}{2}}{0,00604} = 12987,6 \text{ kg/m}^2$$

Y la dilatación de la tubería, que vendrá en función del radio interno R , el espesor e , y del módulo de elasticidad del acero E .

$$\sigma_r = \frac{\Delta p \cdot R^2}{e \cdot E} \quad (3.22)$$

Por lo tanto la dilatación de la tubería tendrá un valor de:

$$\sigma_r = \frac{(5,26 + 40,74 + 122,7) \cdot \left(\frac{0,93}{2}\right)^2}{0,00604 \times 2 \cdot 10^{11}} = 3,02 \cdot 10^{-8} \text{ m}$$

Capítulo 4

Diseño y selección de la turbina

4.1 Determinación del tipo de turbina adecuado

Para determinar el tipo de turbina idóneo para una instalación, se tiene en función de dos variables, la de la altura o salto bruto (H) y la del caudal (Q).

Para altos caudales se suelen utilizar turbinas Kaplan o Bulbo, y en algunos casos turbinas Francis si la altura está entre 40 y 100 metros. Cuando la altura es mayor de 100 metros se tiene generalmente un caudal pequeño, y las turbinas óptimas para estas condiciones son las Pelton. Sin embargo en estos últimos años se están empezando a utilizar Francis con un rendimiento alto para alturas superiores a 100 metros.

Debido a que para un caudal y una altura determinados puede existir más de una turbina conveniente, aparece la velocidad específica n_s , que relaciona los tres parámetros principales de una turbina, altura, caudal y velocidad de giro. A partir de un valor de velocidad específicas, se entra en tablas que nos proporcionan la turbinan que mejor se ajusta a cada instalación. La velocidad específica n_s es el número de revoluciones que daría una turbina semejante a la que se trata de buscar y que entrega una potencia de un caballo, al ser instalada en un salto de altura unitaria. Esta velocidad específica, rige el estudio comparativo de la velocidad de las turbinas, y es la base para su clasificación. Se emplea en la elección de la turbina más adecuada, para

un caudal y altura conocidos, en los anteproyectos de instalaciones hidráulicas, consiguiendo una normalización en la construcción de rodets de turbinas.

La gráfica siguiente, obtenida del texto Mataix^[9] apoya la selección del tipo de turbina Francis para nuestro proyecto.

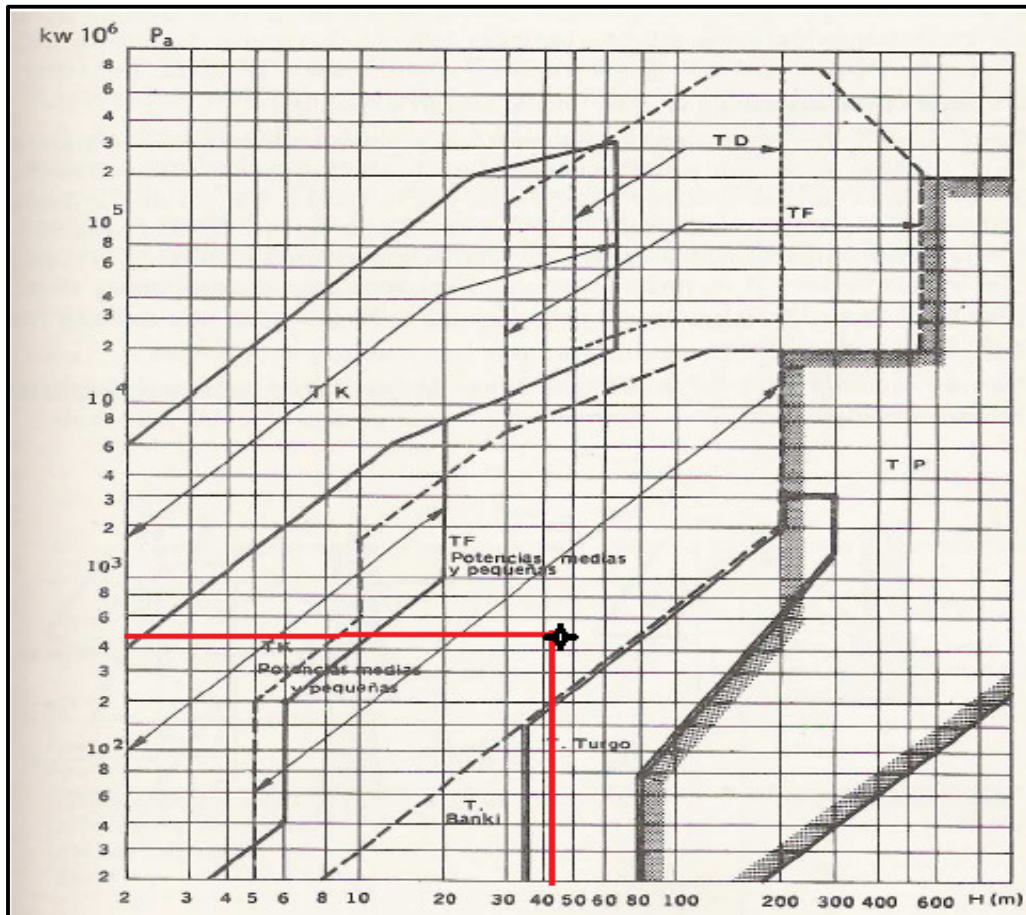


Figura 4.1 Rangos de utilización de las distintas turbinas hidráulicas

En la Figura 4.1 se muestran los rangos de utilización de las distintas turbinas hidráulicas (turbinas Francis (TF), turbinas Deriaz (TD), turbinas Kaplan (TK), y turbinas Pelton (TP)) en función de la altura neta y la potencia útil o en el eje.

Esto es un estudio previo, posteriormente se comprobará que la turbina idónea para nuestra instalación es la Francis pues la elección del tipo de turbina depende además de, Q y de la velocidad de giro Ω que vendrá impuesta por el alternador.

4.2 Turbina Francis

4.2.1 Introducción

La turbina hidráulica Francis entra dentro de la categoría de las turbinas semiaxiales, diagonales, o de flujo mixto. Aunque también se han construido Francis lentas para alturas hasta de 700 m utilizando la construcción radial.

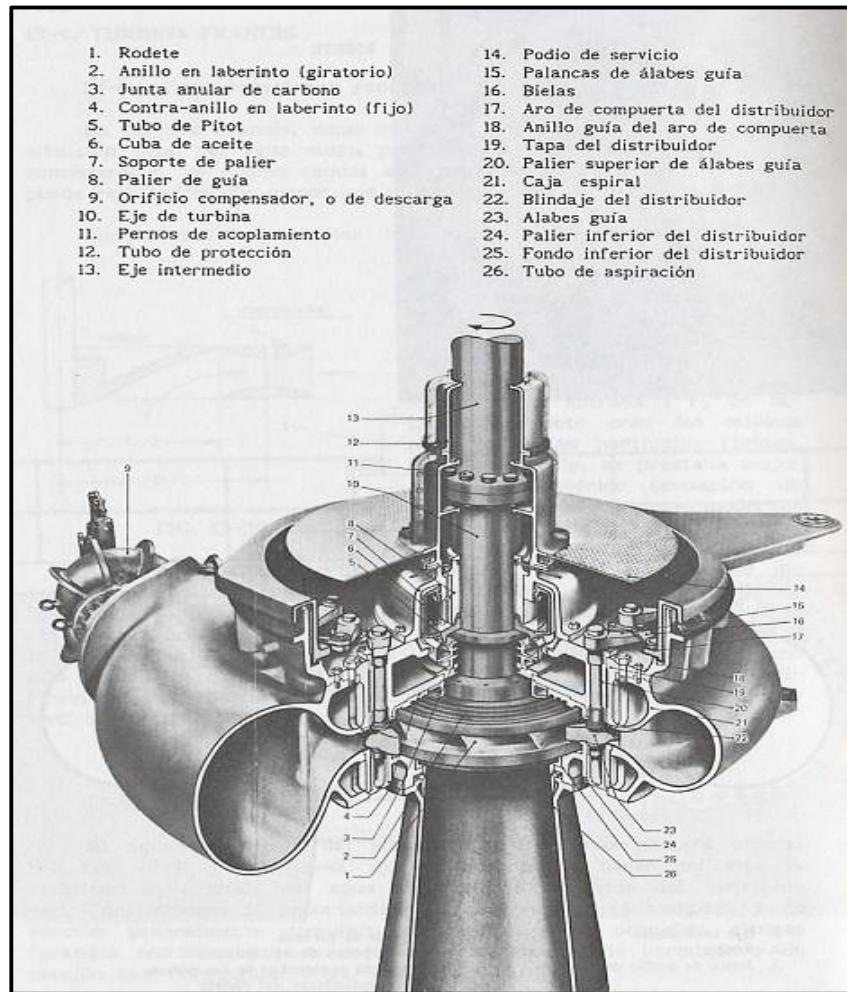


Figura 4.2 Turbina Francis

Actualmente este tipo de turbina es la de instalación más frecuente, porque cubre gamas de alturas netas y potencias más usuales. La turbina Francis comenzó reemplazando a la antigua turbina Jonval en los saltos de poca altura, porque la nueva turbina Francis se adaptaba mejor que esta última a los grandes caudales, y en igualdad de saltos su velocidad de giro era mayor.

4.2.2 Descripción y ventajas de las turbinas Francis

El órgano más importante de la turbina Francis es el rodete; los restantes elementos son construidos en torno a él, antes y después del mismo, para hacer llegar al fluido al rodete o evacuarlo del mismo en condiciones óptimas y con el máximo rendimiento.



Figura 4.3 Rodete de una turbina Francis, presa Grand Coulee (Washington, EEUU)

La turbina Francis, como todas las turbinas de reacción es de admisión total: el agua entra por toda la periferia del rodete. En consecuencia, un mismo caudal así repartido requiere un rodete que puede resultar mucho menor que el de una rueda Pelton equivalente.

Las principales ventajas de la Francis son:

- Su diseño hidrodinámico permite bajas pérdidas hidráulicas, por lo cual se garantiza un alto rendimiento.
- Su diseño es robusto, de tal modo se obtienen décadas de uso bajo un costo de mantenimiento menor con respecto a otras turbinas.
- Dimensiones generalmente más pequeñas que otras turbinas como las Pelton, con lo cual la turbina puede ser instalada en espacios con limitaciones físicas. También permiten altas velocidades de giro.
- Junto a la tecnología y a nuevos materiales, las nuevas turbinas requieren cada vez menos mantenimiento.

4.2.3 Aplicaciones de las turbinas Francis

Las grandes turbinas Francis se diseñan de forma individual para cada emplazamiento, a efectos de lograr la máxima eficiencia posible, habitualmente más del 90%. Son muy costosas de diseñar, fabricar e instalar, pero pueden funcionar durante décadas.

Además de para la producción de electricidad, pueden usarse para el bombeo y almacenamiento hidroeléctrico, donde un embalse superior se llena mediante la turbina (en este caso funcionando como bomba) durante los períodos de baja demanda eléctrica, y luego se usa como turbina para generar energía durante los períodos de alta demanda eléctrica.

El campo de aplicación es muy extenso, pueden emplearse en saltos de distintas alturas dentro de una amplia gama de caudales (hasta $200\text{m}^3/\text{s}$, e incluso superior en algunas instalaciones).

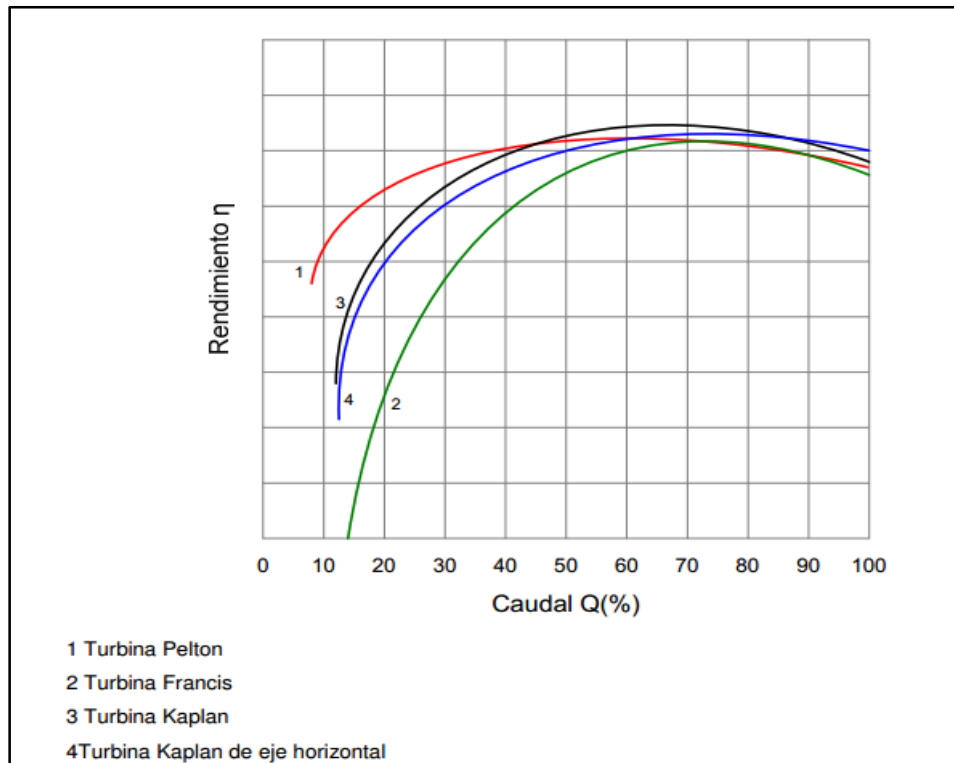


Figura 4.4 Curva de rendimiento frente a caudal para las distintas turbinas

Las turbinas Francis tienen muy buen rendimiento entre amplios rangos de caudal, 60 % y 110 % del caudal nominal. Este hecho se puede observar en la Figura 4.4.

4.3 Cálculo de la potencia útil

A la hora de afrontar el diseño de una turbina debemos partir de la potencia útil o potencia en el eje. Previamente es necesario calcular la potencia neta (P_n), que se obtiene en base a los valores de altura neta y caudal, es decir, teniendo en cuenta el rendimiento hidráulico de la tubería forzada pero no los rendimientos pertinentes a la turbina (éstos se tendrán en cuenta para la potencia útil).

$$P_n = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \quad (4.1)$$

Que para nuestro caso:

$$P_n = 1000 \cdot 9,8 \cdot 1,214 \cdot 40,74 = 484,69 \text{ kW} = 659 \text{ CV}$$

En cambio la potencia útil ($P_{\text{útil}}$) es la potencia neta evaluada con el rendimiento total de la turbina, rendimiento volumétrico, hidráulico y mecánico (Ecuación 4.2).

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad (4.2)$$

Al tratarse de un problema de diseño, el rendimiento de la turbomáquina se estimara en base a la bibliografía existente. En la obra de Mataix^[9], para el caso de una potencia neta menor de 1500 kW se recomienda un valor de rendimiento total entre 82 y 85%. Al estar nuestra potencia en dicho intervalo, tomaremos para nuestra estimación un rendimiento optimista, el de valor 85 %.

$$P_{\text{útil}} = \eta_{\text{total}} \cdot P_n \quad (4.3)$$

$$P_{\text{útil}} = 0,85 \cdot 484,69 = 411,98 \text{ kW} = 560,14 \text{ CV}$$

4.4 Cálculo de la velocidad de rotación. Velocidad específica.

Seleccionada una turbina tipo Francis y en base a los valores obtenidos de Q , H y el rendimiento supuesto puede calcularse la velocidad de rotación máxima admisible mediante la expresión:

$$n = \frac{n_s \cdot H_{\text{neta}}^{5/4}}{\sqrt{P_{\text{útil}}}} \quad (4.4)$$

En dicha expresión, n_s es la velocidad específica máxima admisible sin peligro de cavitación según la altura del salto H_n , que puede obtenerse por medio de la Figura 4.5

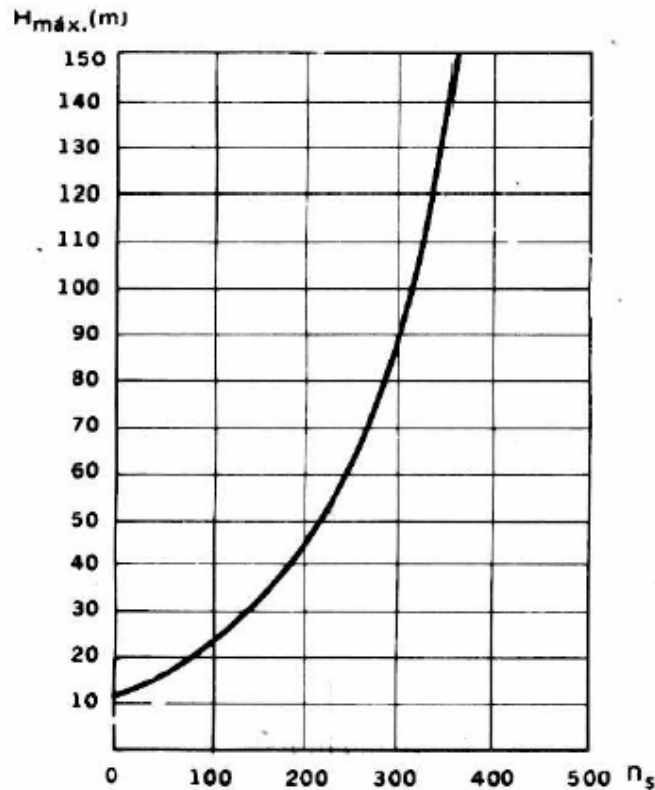


Figura 4.5 Altura neta máxima en función de n_s para una turbina Francis

Para nuestro caso de altura neta 40 m, obtenemos de la Figura 4.5 un valor de:

$$n_{s,t} = 180 \text{ rpm}$$

Aplicando la Ecuación 4.4:

$$n = \frac{180 \times 40,74^{1,25}}{\sqrt{533,1}} = 802,4 \text{ rpm}$$

Se ha elegido un generador síncrono para la instalación. Dado que la finalidad del aprovechamiento es obviamente la producción de energía eléctrica, el eje de la turbina habrá de ir acoplado directamente al alternador. Esto implica que el eje ha de girar a velocidad rigurosamente constante para mantener constante la frecuencia de la intensidad de corriente generada. Dicha velocidad de sincronismo dependerá del valor de la frecuencia (f) y el número de pares de polos (p) del alternador, mediante la expresión:

$$n = 60 \times \frac{f}{p} \text{ (rpm)} \quad (4.4)$$

También del texto de Mataix^[9] se ha extraído la Tabla 4.1, en la que quedan reflejadas las velocidades de sincronismo de las turbinas directamente acopladas a los alternadores de 1 a 20 pares de polos.

De dicha tabla obtenemos que el alternador dispondrá de **cuatro pares de polos**, y que la velocidad de sincronismo será de **750 rpm**.

p	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n (rpm)	3000	1500	1000	750	600	500	428,6	375	333,3	300
p	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
n (rpm)	272,7	250	230,8	214,3	200	187,5	176,5	166,7	157,9	150

Tabla 4.1 Velocidades de los grupos hidroeléctricos en función del número p de pares de polos del alternador para una frecuencia f de 50 Hz.

Una vez obtenida la velocidad de sincronismo y el número de pares de polos del alternador, se calculará con dichos valores la velocidad específica (parámetro adimensional) de la turbina estudiada. Para ello emplearemos la expresión del texto de Viedma y Zamora^[8].

$$\Omega_s = \Omega \times Q^{1/2} / gH_n^{3/4} \quad (4.5)$$

Esta expresión toma los valores para un rendimiento máximo. Para calcular el valor de Ω sabemos que nuestro alternador tiene 4 pares de polos y una velocidad de giro de 750 rpm:

$$\Omega_s = 750 \times \frac{2\pi}{60} \times 1,214^{\frac{1}{2}} / (9,81 \times 40,74)^{\frac{3}{4}} = 0,968 \text{ (adimensional)}$$

Según la Tabla 4.2 sacada del texto Viedma y Zamora^[8], la turbina que mejor se ajusta a las características de nuestra central es la **Turbina Francis Normal**.

Tipo de turbina	Características	Ω_s
Pelton	1 chorro	0.05-0.15
	Varios chorros	0.15-0.35
Francis	Lenta	0.35-0.67
	<u>Normal</u>	<u>0.67-1.20</u>
	Rápida	1.20-2.70
Hélice y Kaplan	Lenta	1.60-2.75
	Rápida	2.75-3.65
	Ultra rápida	3.65-5.50

Tabla 4.2 Tabla velocidades específicas de una turbina

En el estudio de las turbinas hidráulicas uno de los parámetros más importantes será la potencia específica n_s . Este valor determina la geometría del rodete de la turbomáquina, ya que a cada geometría le corresponderá un valor de n_s determinado.

Así pues, todas las maquinas geoméricamente semejantes, aunque sean de distinto tamaño, tendrán el mismo valor de potencia específica. Este valor variará conforme lo haga la geometría del rodete. En el caso que nos ocupa el valor de n_s (potencia específica dimensional), lo recalculamos con los datos de nuestra turbina utilizando la Ecuación 4.4. La potencia va expresada en caballos de vapor (CV).

$$n_s = \frac{\sqrt{P_{\text{útil}} \times n}}{H_{\text{neta}}^{5/4}} = \frac{\sqrt{560,14}}{40,74^{1.25}} \times 750 = 172,45$$

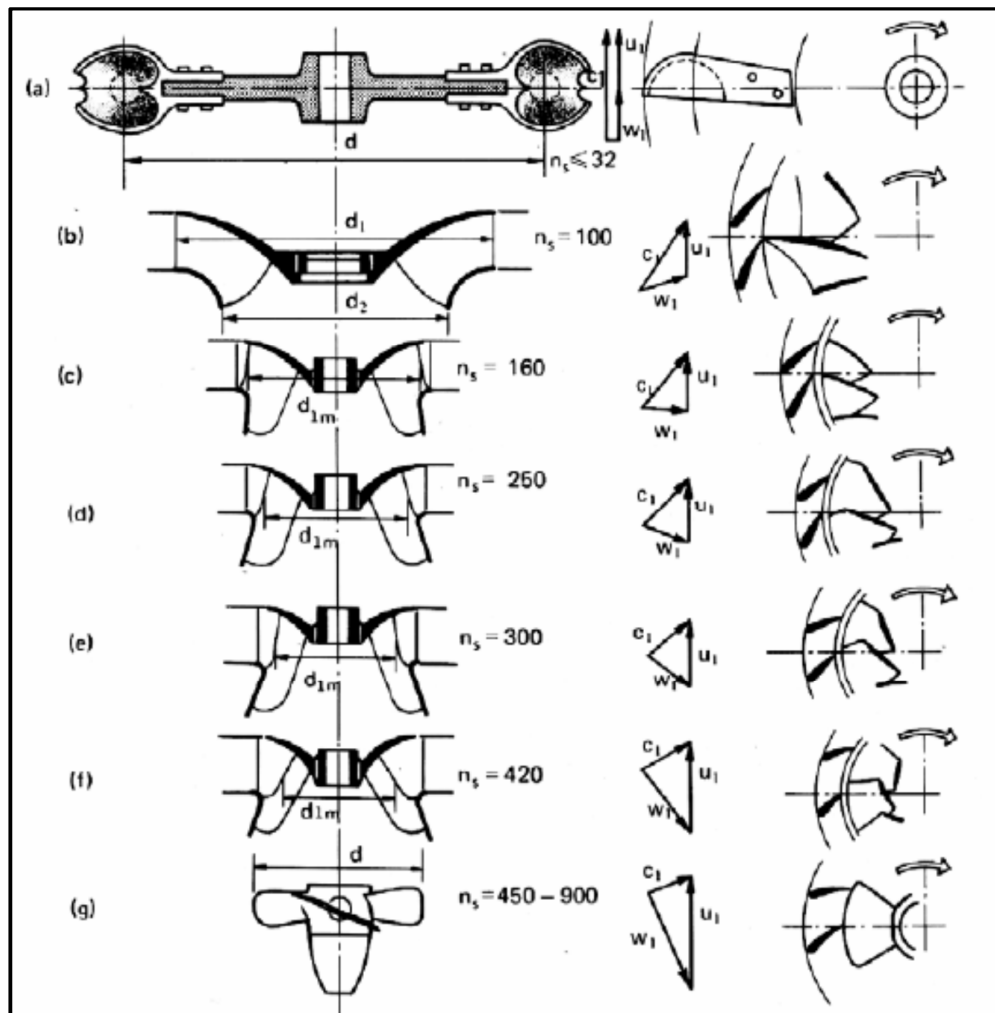


Figura 4.6 Variación de la forma del rodete y del triángulo de velocidades de entrada de las Turbinas hidráulicas al aumentar n_s

Obtenida la velocidad específica, se empleará la Figura 4.7 para confirmar la elección de la turbina. Esta grafica muestra, en función de n_s el tipo de turbina que ha de seleccionarse. Los datos han sido obtenidos de estadísticas relativas a turbinas ya instaladas y que funcionan con buenos rendimientos.

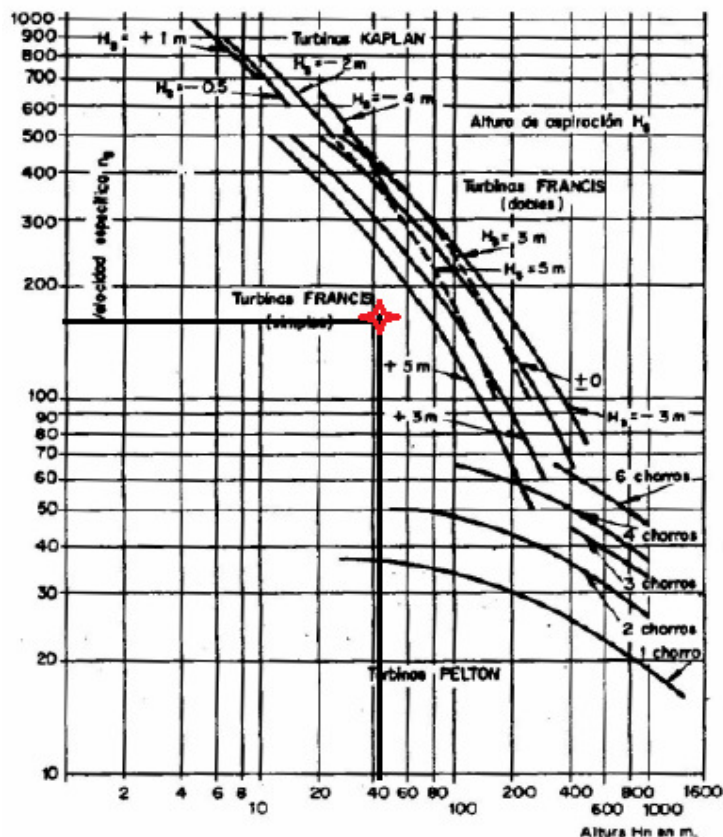


Figura 4.7 n_s en función de H_n para localizar el tipo de turbina. Marcado en rojo el punto de localización del proyecto.

Por tanto, entrando con los valores de n_s y H_n se comprueba de nuevo que estamos dentro del campo de aplicación de las turbinas tipo Francis.

4.5 Dimensiones iniciales de la turbina

Una primera estimación de las dimensiones principales de la turbina es necesaria siempre como punto de partida del proyecto definitivo. Aunque estas dimensiones sufrirán un reajuste en el transcurso del proyecto.

Dado que no existe un método generalmente aceptado para el diseño de turbomáquinas hidráulicas, en este proyecto se ha optado por utilizar un método clásico de diseño basado en la experiencia, el método de Bovet.

Antes de realizar el método de Bovet, vamos a proceder al cálculo del prediseño mediante dos métodos propuestos por el Mataix^[9].

Para todo el cálculo que se desarrolla en este capítulo se utiliza el triángulo de velocidades bidimensional a la entrada y a la salida de la turbina. Se explica a continuación cómo se consigue pasar de un flujo tridimensional al triángulo de velocidades tan sencillo. Necesitamos expresiones que relacionen la geometría de la máquina con las prestaciones que ella necesita, es decir expresiones en función del diseño. Esto no resulta fácil mediante una teoría simple por los complejos efectos

viscosos que tienen lugar en la geometría tridimensional de las turbomáquinas. Las mejoras de diseño se deben principalmente a ensayos y datos experimentales, la teoría existente es todavía bastante elemental. La ecuación de Euler que se va a desarrollar, a pesar de sus hipótesis significativas, sigue siendo una buena herramienta para estimar el diseño de una turbomáquina o predecir comportamientos de la misma.

Por otro lado, se indican a continuación las distintas velocidades que se presentan en el flujo de la máquina hidráulica, para normalizar la nomenclatura.

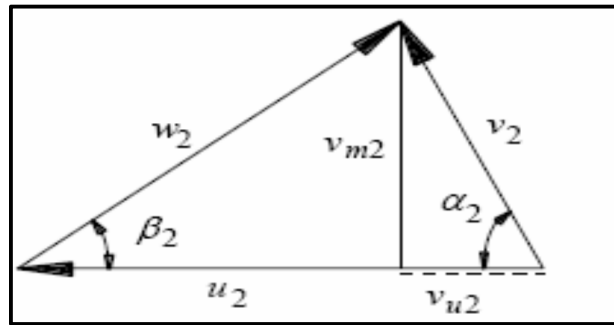


Figura 4.8 Triángulo de velocidades a la salida del rodete de la turbina hidráulica.

El triángulo anterior muestra las diferentes velocidades presentes en una turbomáquina hidráulica:

- v , es la velocidad absoluta del fluido en un punto del rodete
- w , es la velocidad relativa del fluido
- u , es la velocidad de arrastre a que se somete al flujo, velocidad del rodete en ese punto
- v_m , es la componente meridional de la velocidad absoluta
- v_u , es la componente periférica de la velocidad absoluta
- α_2 , es el ángulo que forman la velocidad absoluta y la de arrastre
- β_2 , es el ángulo que forma la velocidad relativa con la de arrastre, ángulo de orientación de los álabes a la salida del flujo.

La metodología utilizada serán los subíndices 1 y 2 para la entrada y salida del rodete respectivamente, y los subíndices 0 y 3 para la entrada al distribuidor y la salida del difusor.

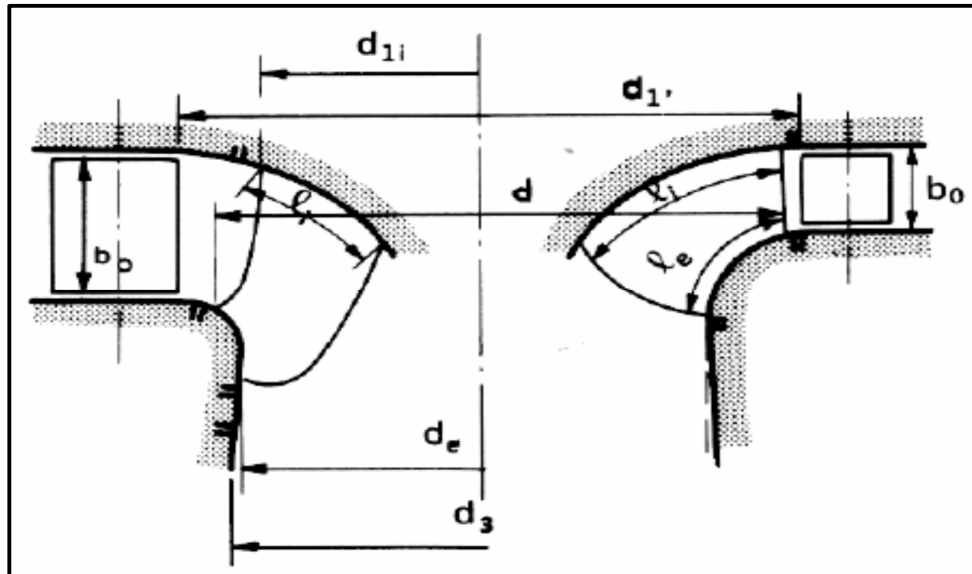


Figura 4.9 Dimensiones principales de una turbina Francis

4.5.1 Método de las magnitudes reducidas

Las leyes de semejanza nos permiten reducir los valores obtenidos experimentalmente en el ensayo de un modelo de turbina hidráulica, de tamaño cualquiera y ensayada en un salto cualquiera, a los que corresponden a una turbina “unitaria” geoméricamente semejante a 1 metro de diámetro y funcionando bajo un salto de 1 metro de altura. Estos valores, designados con el subíndice 11 se denominan valores unitarios o reducidos.

n_s	Q_{11}	n_{11}	d_{1i}/d	$d_{1'}/d$	d_3/d	b_0/d	l_i/d	l_e/d
60	0,123	61	1,0	1,04	0,6	0,055	0,36	0,27
100	0,230	62,5	1,0	1,052	0,68	0,1	0,32	0,22
200	0,715	70	0,92	1,02	0,955	0,23	0,26	0,14
300	1,166	82,5	0,775	1,03	1,12	0,326	0,26	0,14
350	1,280	92,5	0,695	0,99	1,15	0,327	0,28	0,15

Tabla 4.3 Dimensiones principales de los rodets de turbinas Francis en función de n_s

A partir del valor n_s podemos entrar en la Tabla 4.3 normalizada del texto de Mataix^[9] para obtener d_{1e} , a partir de la Ecuación 4.6:

$$d_{1e} = \frac{n_{11} \times \sqrt{H}}{n} \quad (4.6)$$

Una vez obtenido d_{1e} , el diámetro exterior de entrada del rodete (llamado d en el texto de Mataix), podemos calcular el resto de dimensiones iniciales. Como n_s no coincide exactamente con ningún valor de la tabla, interpolaremos.

A partir del valor $n_s=172,45$, se tiene:

- $Q_{11} = 0,5814$
- $n_{11} = 67,93$
- $d_{1i}/d = 0,942$
- $d_{1'}/d = 1,028$
- $d_3/d = 0,8792$
- $b_0/d = 0,194$
- $l_i/d = 0,276$
- $l_e/d = 0,162$

Parámetros prediseño	Dimensiones (metros)
Q_{11}	0,5814
n_{11}	67,93
d_{1e}	0,578
d_{1i}	0,544
$d_{1'}$	0,594
d_3	0,508
b_0	0,112
l_i	0,16
l_e	0,094

Tabla 4.4 Parámetros de diseño mediante el método de magnitudes reducidas

Aplicando la Ecuación 4.6:

$$d_{1e} = \frac{67,93 \times \sqrt{40,74}}{750} = 0,578 \text{ m}$$

Sustituyendo este valor para hallar los otros parámetros, obtenemos las dimensiones del prediseño del rodete, que se muestra en la Tabla 4.4:

Para tener una idea gráfica, representamos las dimensiones iniciales de nuestra turbina en el dibujo inicial de la Figura 4.10, con los datos recogidos de la tabla anterior.

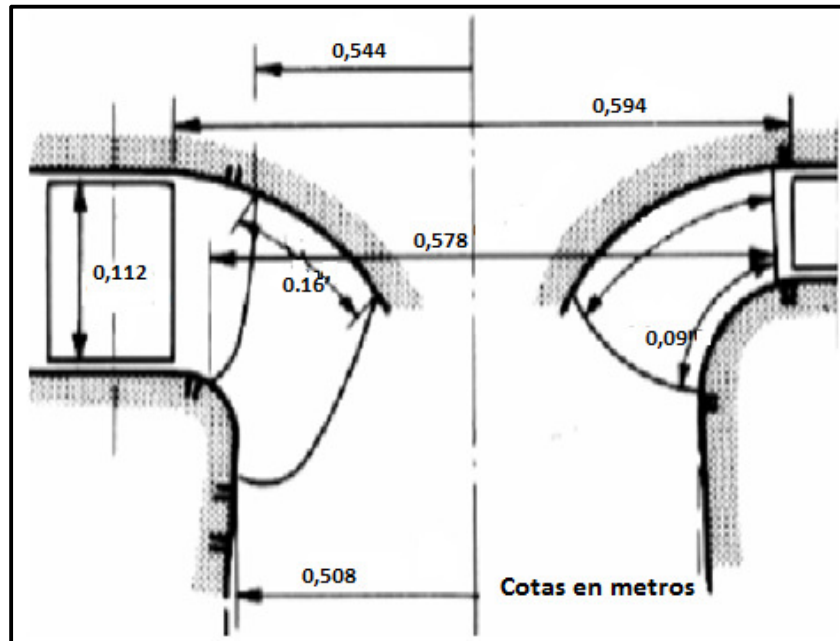


Figura 4.10 Dimensiones de pre-diseño de nuestra TF obtenidas a partir del método de las magnitudes reducidas

4.6 Diseño del rodete

4.6.1 Explicación del proceso

Realizado un diseño de las dimensiones iniciales de la turbina, pasamos a calcular el diseño del rodete, buscando un buen diseño que consiga que la máquina funcione al rendimiento óptimo.

Existen distintos métodos para el diseño del rodete de las turbinas hidráulicas. Para las turbinas Francis, uno de los métodos clásicos más utilizados es el de T. Bovet (L'école Polytechnique Federale de Lausanne, Francia), propuesto en la década de los años sesenta. Básicamente, el método propone el dimensionado del rodete de la turbina a partir del concepto de *perfil hidráulico*. En una turbina Francis, el flujo en el rodete queda limitado por dos superficies de revolución, una exterior y otra interior. Las intersecciones de estas superficies con un plano meridiano que pasa por el eje de revolución del rodete forman el denominado perfil hidráulico. La corriente fluida entra por la arista o sección de entrada 1 y sale por la arista 2. De este modo todo el espacio que será ocupado por los álabes queda limitado por cuatro superficies de revolución, cuyas meridianas son las cuatro líneas que se han dibujado en la Figura 4.11.

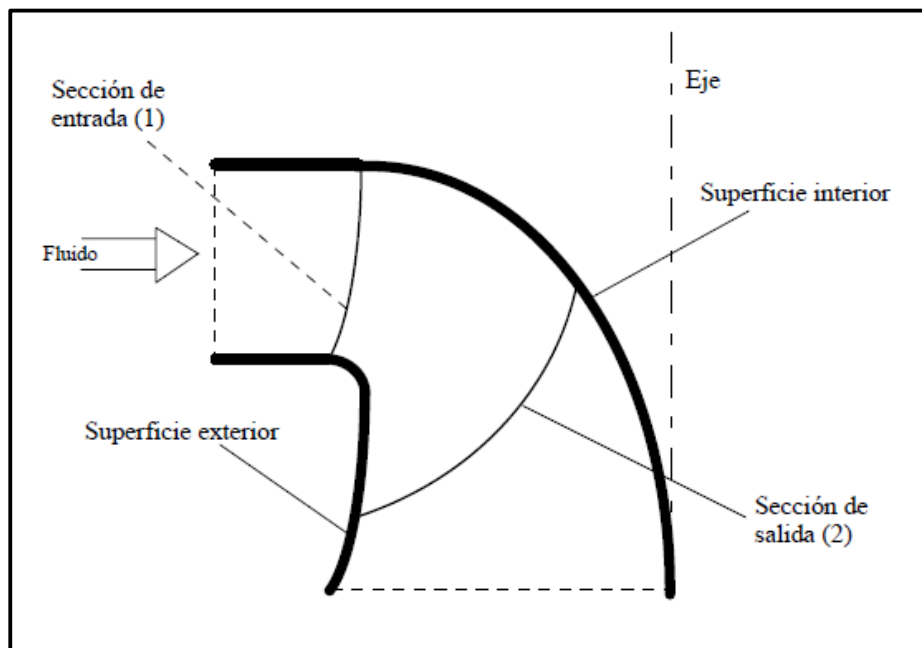


Figura 4.11 Perfil hidráulico de Bovet para el diseño de un rodete Francis

Bovet ha propuesto expresiones analíticas para estas aristas exteriores e interiores del perfil hidráulico, parametrizadas en función de la velocidad específica, de modo que existe una evolución desde un rodete prácticamente radial para bajas velocidades específicas, hasta otro helicocentrípeto (con gran componente axial) para velocidades específicas altas.

Una vez determinado completamente el perfil hidráulico del rodete, el método propone dividir el canal de paso que se ha elegido (sin ninguna componente acimutal de velocidad) en una serie de canales delimitados por líneas de corriente, que dan lugar a *turbinas parciales*. Se supone para ello que el flujo es ideal e irrotacional, de modo que el plano del perfil hidráulico es un plano meridiano que contiene por tanto al eje de la máquina, como se ha indicado anteriormente. De esta manera, el método exige la construcción de la denominada *red de corriente*, es decir, del trazado de las líneas de corriente que delimitan las turbinas parciales, junto con las líneas equipotenciales, perpendiculares a las anteriores. El método propone que entre cada dos líneas de corriente, la velocidad meridiana sea la misma, y que entre cada dos líneas equipotenciales, la diferencia de potencial de velocidad sea constante. Como resultado, de este proceso, se obtiene la forma geométrica final del perfil hidráulico, junto con la distribución de velocidad meridiana a través de la sección de paso.

El dimensionado del rodete se completa con la imposición de cesión de energía en forma de momento cinético, a partir de la aplicación de la Ecuación de Euler a cada una de las turbinas parciales resultantes de la red de corriente. Aunque existen más posibilidades, la más utilizada y sencilla de aplicar es la condición de *cesión gradual de energía* para el conjunto de las turbinas parciales, desde la sección de entrada a la sección de salida del rodete. El campo de velocidad acimutal impuesto al aplicar la condición de cesión de energía cambia el flujo de irrotacional a rotacional, y lógicamente produce un “alabeo” del perfil hidráulico inicialmente supuesto. Se impone una distribución de ángulos relativos β_1 y β_2 , además de un cierto ángulo circunferencial φ ocupado desde la arista de entrada a la arista de salida del rodete, necesarios para que el salto energético a través del rodete sea la altura útil H_t , cumpliendo la ecuación de conservación del momento cinético, es decir, la Ecuación de Euler.

4.6.2 Trazado del perfil hidráulico

Se seguirá el procedimiento de Bovet, descrito por Mataix^[9]. El flujo dentro del rodete queda limitado por dos superficies de revolución, una interior, *i*, y otra exterior, *e*; la primera constituye el cubo de la rueda y la segunda el zuncho, que en las turbinas hidráulicas de elevado número de revoluciones queda reducido a un aro o llanta.

Según se observa en la Figura 4.12, la corriente entra en los álabes por la arista de entrada 1, y sale por la arista de salida 2. Si suponemos que ambas aristas se encuentran en un plano axial (1) se verán en su verdadera forma en el plano meridional de la Figura, mientras que el álabe ocupa, desde la arista de entrada a la de salida, un ángulo circunferencial φ . De este modo queda todo el espacio A que será ocupado por los álabes limitado por las cuatro superficies de revolución, cuyas meridianas son *i*, *e*, 1 y 2.

Las turbinas hidráulicas Francis son máquinas diagonales o semiaxiales. En ellas un hilo de corriente tal como el I en la Figura 4.12 no puede ya tomarse como representativo del flujo total que pasa por el rodete. Basta ver que en la arista de salida, por ejemplo, en los puntos 2e, 2', 2'', 2''' y 2i las velocidades periféricas son distintas, y como

consecuencia serán distintos también los triángulos de velocidades y los ángulos β_2 . Lo mismo sucederá en la arista de entrada y en general en todo el alabe. La superficie de éste, que deberá conformarse a la dirección de la corriente relativa exigida por el diseño del alabe, no podrá ya ser cilíndrica, sino alabeada o de doble curvatura en el espacio.

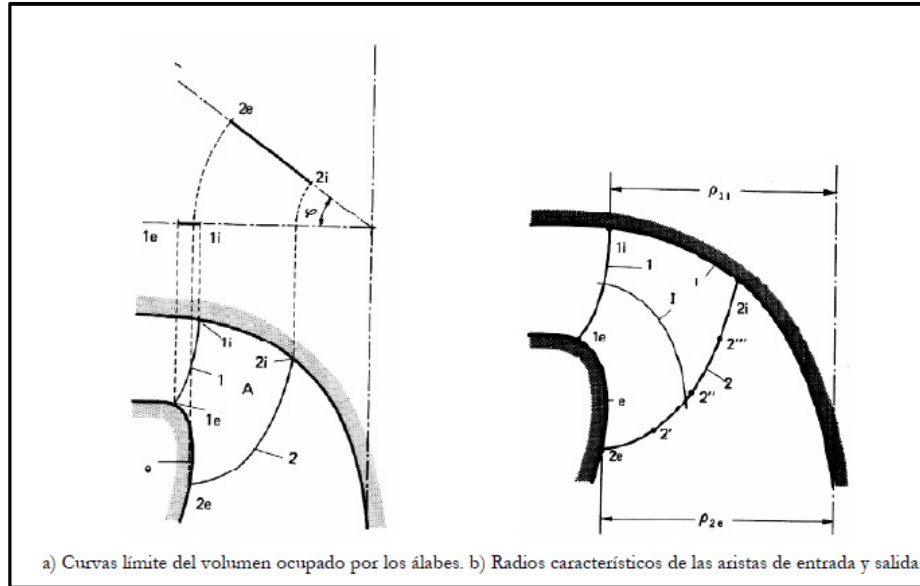


Figura 4.12 Representación aristas interiores y exteriores del canal de paso de una turbina Francis

Bovet plantea una serie de fórmulas empíricas que permiten en función de n_0 (lo que llama en el método de Bovet número específico adimensional, similar a la n_s del Mataix^[9] que estamos usando en todo el diseño) que permiten obtener el perfil hidráulico.

$$n_0 = \frac{n \times (Q/\pi)^{1/2}}{(2 \times g \times H)^{3/4}} \quad (4.7)$$

Donde n –en rad/s. Obtenemos un valor para n_0 a partir de los datos iniciales.

$$n_0 = \frac{78,54 \times (1,214/\pi)^{1/2}}{(2 \times g \times 40,74)^{3/4}} = 0.325 \text{ (adimensional)}$$

Mataix^[9] sostiene que el número específico de revoluciones para una turbina Francis debe estar comprendido entre:

$$0.1 < n_0 < 0.8$$

Las coordenadas x , y de los puntos de las curvas i y e y todas las dimensiones acotadas en la Figura 4.15, están referidas a una dimensión básica ρ_{2e} que se toma como unidad, igual al radio del punto $2e$, diámetro exterior de la arista de salida del álabe.

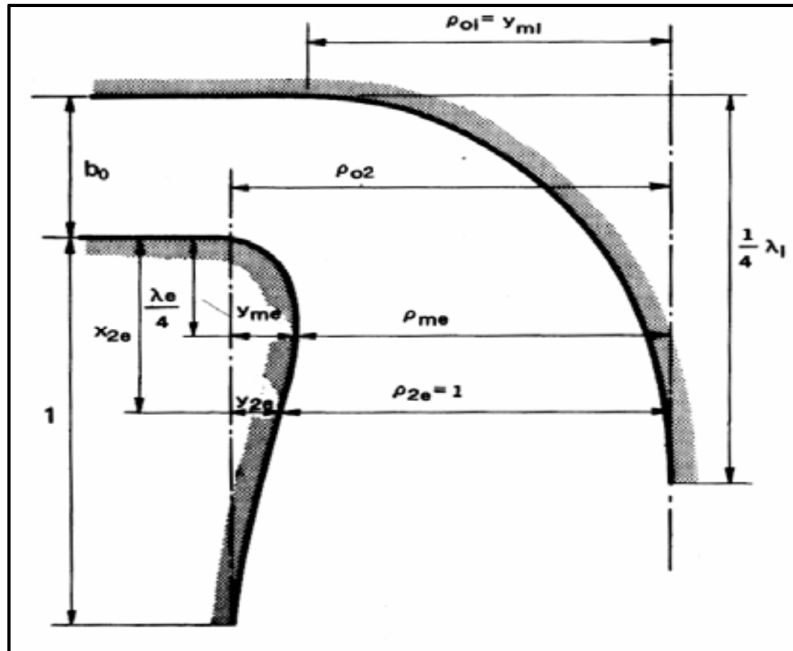


Figura 4.13 Plano meridiano del rodete

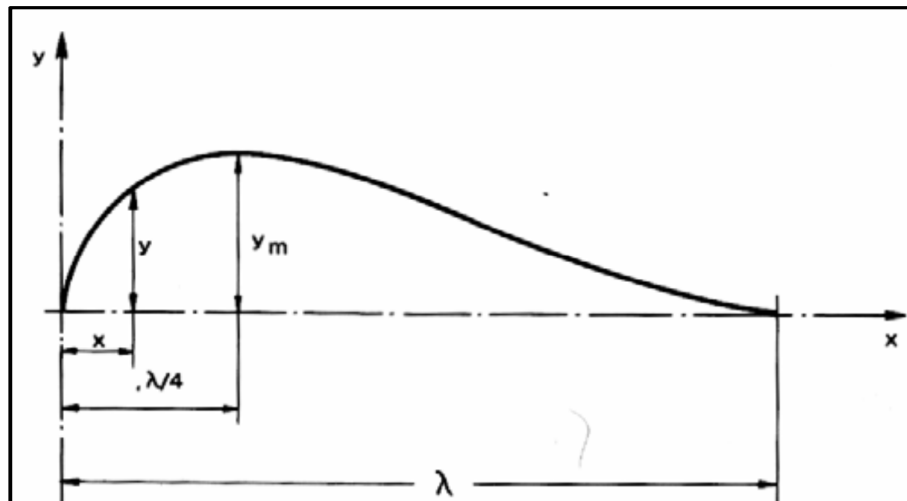


Figura 4.14 Curva exterior del perfil hidráulico

Con referencia a las figuras 4.13 y 4.14 las curvas interior *i* y exterior *e* del perfil hidráulico vienen dadas por la siguiente ecuación:

$$\frac{y}{y_m} = 3.08 \times \left(1 - \frac{x}{\lambda}\right) \times \sqrt{\frac{x}{\lambda} \cdot \left(1 - \frac{x}{\lambda}\right)} \quad (4.8)$$

Los valores de y_m para la curva interior son:

$$y_{mi} = \rho_{oi} = 0.7 + \frac{0.16}{n_0 + 0.08} \quad (4.9)$$

$$\lambda_i = 3.2 + 3.2 \times n_0 \times (2 - n_0) \quad (4.10)$$

Y para la curva exterior:

$$\lambda_e = 2.4 - 1.9 \times n_0 \times (2 - n_0) \quad (4.11)$$

Aplicando la Ecuación 4.8 se tiene para la curva exterior:

$$\frac{y_{2e}}{y_{me}} = 3.08 \times \left(1 - \frac{x_{2e}}{\lambda_e}\right) \times \sqrt{\frac{x_{2e}}{\lambda_e} \times \left(1 - \frac{x_{2e}}{\lambda_e}\right)} \quad (4.12)$$

Es preciso determinar x_{2e} y y_{2e} ; para ello se toma un valor constante de x_{2e} independiente de n_0 .

$$x_{2e} = 0.5 \quad (4.13)$$

Para y_{2e} :

$$y_{2e} = \rho_{oe} - 1 \quad (4.14)$$

Para el resto de magnitudes que completan la geometría del perfil expuesta en la Figura 4.13 se recomiendan utilizar las siguientes fórmulas analíticas:

$$\rho_{oe} = 1.255 - 0.3 \times n_0 \quad (4.15)$$

La Ecuación 4.15 será válida para $n_0 > 0.275$; para valores menores se utiliza otra ecuación que en nuestro caso no es necesaria.

$$b_0 = 0.8 \times (2 - n_0) \times n_0 \quad (4.16)$$

$$\rho_{oi} = y_{mi} \quad (4.17)$$

Con la Ecuaciones 4.15, 4.16, 4.17 calculamos y_{2e} de la Ecuación 4.14, y mediante la Ecuación 4.12, se halla la relación y_{2e}/y_{me} calculando y_{me} como:

$$y_{me} = \frac{y_{2e}}{y_{2e}/y_{me}} \quad (4.18)$$

Además:

$$\rho_{me} = \rho_{oe} - y_{me} \quad (4.19)$$

Una cierta sistematización de la relación entre las dimensiones del perfil, esta vez en función de la velocidad específica adimensional Ω_s , puede encontrarse en la Figura y Tabla siguientes:

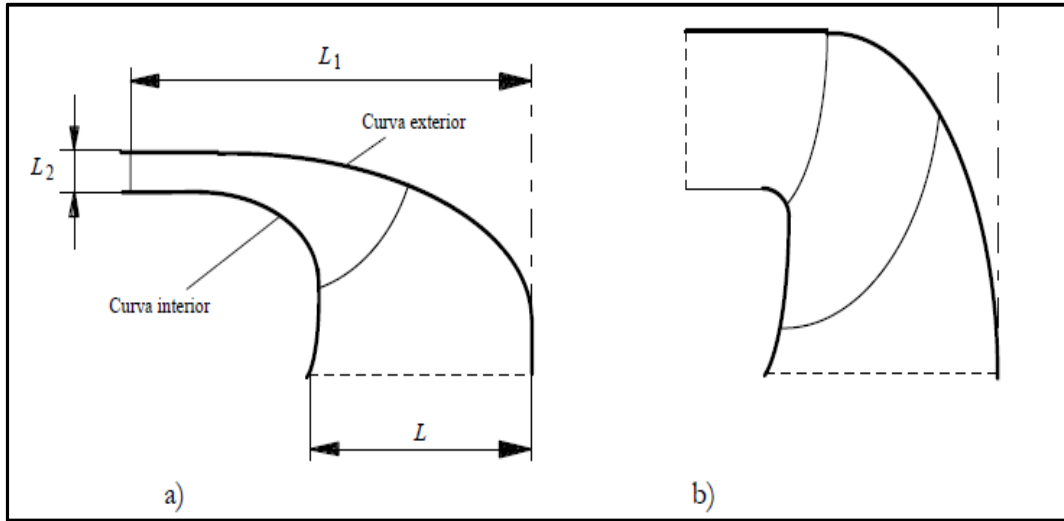


Figura 4.15 Caso a) Perfil hidráulico para velocidad específica baja, $\Omega_s=0,298$ Caso b) Perfil hidráulico para velocidad específica alta, $\Omega_s=1,79$.

Ω_s	0,298	0,596	0,894	1,19	1,49	1,79	2,09	2,38
L_1/L	2,29	1,44	1,10	0,910	0,782	0,695	0,624	0,574
L_2/L	0,152	0,288	0,408	0,512	0,600	0,672	0,728	0,768

Tabla 4.5 Dimensiones del perfil de la turbina en función de la velocidad específica adimensional

Al tener una velocidad específica baja, L_1 toma un valor alto, el cual irá disminuyendo conforme aumenta la velocidad específica. Lo contrario pasa con L_2 que aumenta al aumentar la velocidad específica. El flujo en la turbomáquina será más radial para velocidades específicas bajas, y conforme vaya aumentando la velocidad, más axial será la máquina.

En la Figura 4.16 observamos algunos perfiles hidráulicos calculados por las fórmulas precedentes para valores desde $n_0=0.1$ hasta $n_0=0.8$. Se observa la variación gradual del perfil hidráulico exigida por un caudal relativamente creciente y una altura de salto relativamente decreciente.

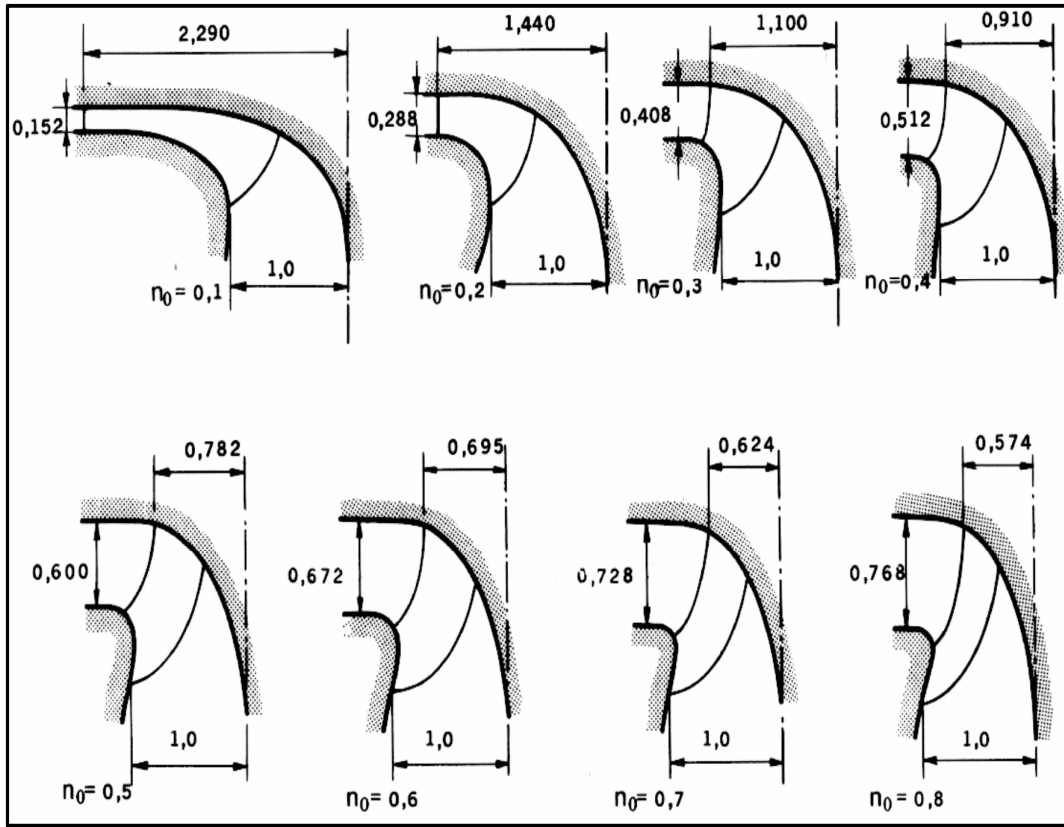


Figura 4.16 Perfiles hidráulicos de Turbinas Francis, obtenido mediante el método de Bovet para un $\rho_{oe}=1$.

Al ser nuestro valor $n_0=0,325$, estamos ante el caso de una **turbina Francis semiaxial**.

Todas las dimensiones de la Figura 4.16 han sido tomadas para $\rho_{2e}=1$. Es preciso entonces determinar ρ_{2e} , lo que fijará el tamaño de la turbina. Esto se logra dando un valor conveniente al coeficiente de caudal φ_{2e} que aparece en la expresión siguiente:

$$\rho_{2e} = \left(\frac{Q}{2 \times \pi^2 \times n/60 \times \varphi_{2e}} \right)^{1/3} \quad (4.20)$$

Con Q en m^3/s y n en $r.p.m$. El valor de φ_{2e} debe ser el que proporciona el rendimiento óptimo, y es fácil obtenerlo a partir de la curva de $\eta_{tot}=f(Q)$ en una turbina construida y ensayada. La experiencia adquirida con los ensayos realizados aconseja un valor en el intervalo $0,260 \div 0,280$, pudiéndose tomar como valor medio:

$$\varphi_{2e} = 0.270 \quad (4.21)$$

Pasamos a calcular:

$$\rho_{2e} = \left(\frac{1.214}{2 \times \pi^2 \times 750/60 \times 0.270} \right)^{1/3} = 0.263 \text{ m}$$

Obtenida esta dimensión podemos calcular los valores absolutos de las otras dimensiones, cuyos valores, hasta ahora, tenemos expresados en valores relativos. Así construiremos la tabla siguiente:

Parámetros	Dimensiones relativas (metros)	Dimensiones absolutas (metros)
$y_{mi} = \rho_{oi}$	1,095	0,288
λ_i	4,942	1,30
λ_e	1,366	0,359
b_0	0,436	0,115
x_{2e}	0,5	0,132
ρ_{oe}	1,158	0,304
ρ_{me}	0,99	0,26
y_{2e}	0,158	0,042
y_{me}	0,168	0,044
ρ_{2e}	1	0.263

Tabla 4.6 Valores relativos y absolutos para el canal de paso del rodete

Para tener una idea gráfica, representamos las dimensiones absolutas de nuestro rodete, con los datos recogidos de la tabla anterior.

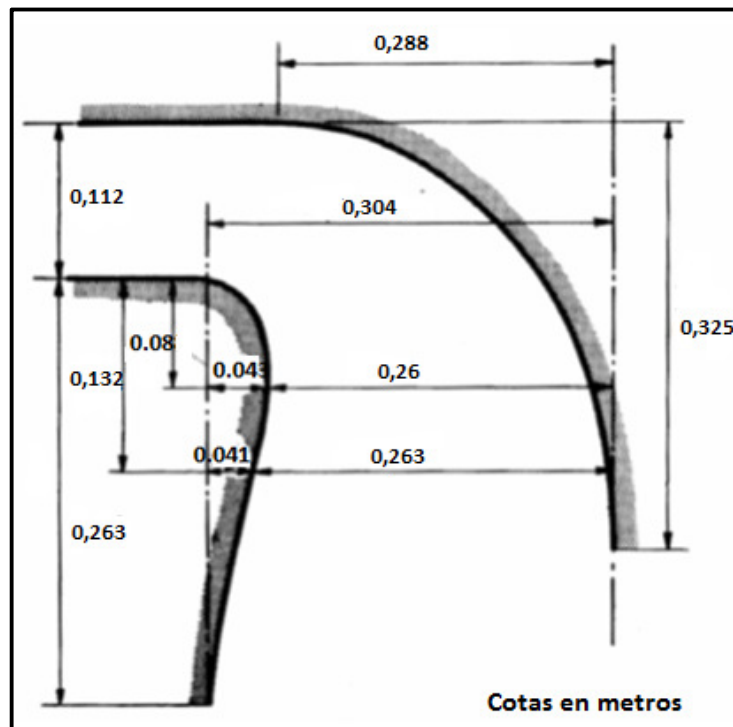


Figura 4.17 Dimensiones absolutas en metros del canal del rodete

Con estos datos podemos representar la curva interior y exterior del perfil hidráulico. La curva interior vendrá dada por:

$$\frac{y}{y_{mi}} = 3,08 \times \left(1 - \frac{x}{\lambda_i}\right) \times \sqrt{\frac{x}{\lambda_i} \times \left(1 - \frac{x}{\lambda_i}\right)} \quad (4.22)$$

y sustituyendo se tiene:

$$y = 0,887 \times \left(1 - \frac{x}{1,3}\right) \times \sqrt{\frac{x}{1,3} \times \left(1 - \frac{x}{1,3}\right)}$$

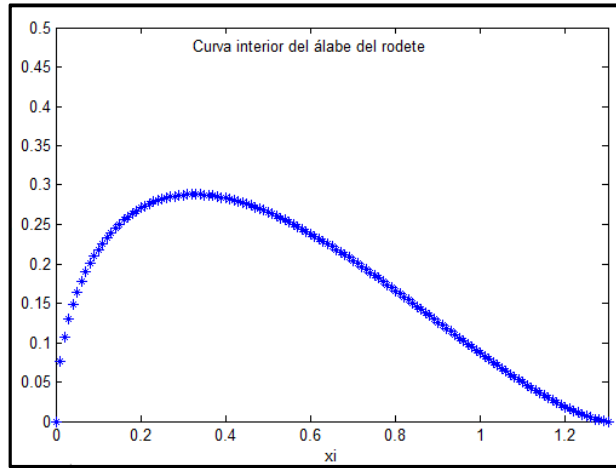


Figura 4.18 Curva límite interior del perfil hidráulico del álabe del rodete

Y la exterior por:

$$\frac{y}{y_{me}} = 3,08 \times \left(1 - \frac{x}{\lambda_e}\right) \times \sqrt{\frac{x}{\lambda_e} \times \left(1 - \frac{x}{\lambda_e}\right)} \quad (4.23)$$

Sustituyendo los valores conocidos, dejamos la curva en función de x

$$y = 0,136 \times \left(1 - \frac{x}{0,359}\right) \times \sqrt{\frac{x}{0,359} \times \left(1 - \frac{x}{0,359}\right)}$$

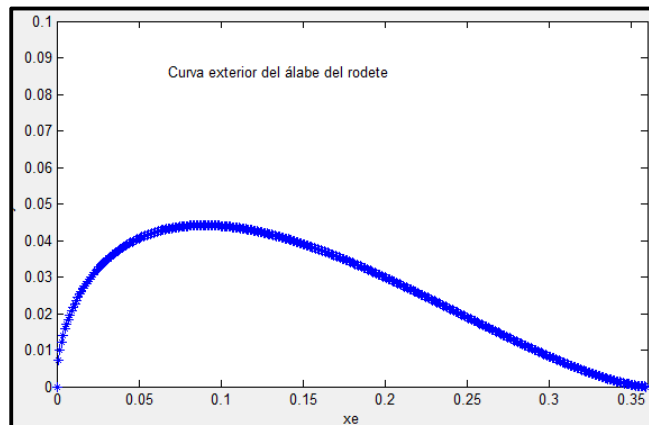


Figura 4.19 Curva límite exterior del perfil hidráulico del álabe del rodete

Ahora ya tenemos las superficies de revolución, interior y exterior, que limitarán el flujo dentro del rodete. Pasamos a representarlas:

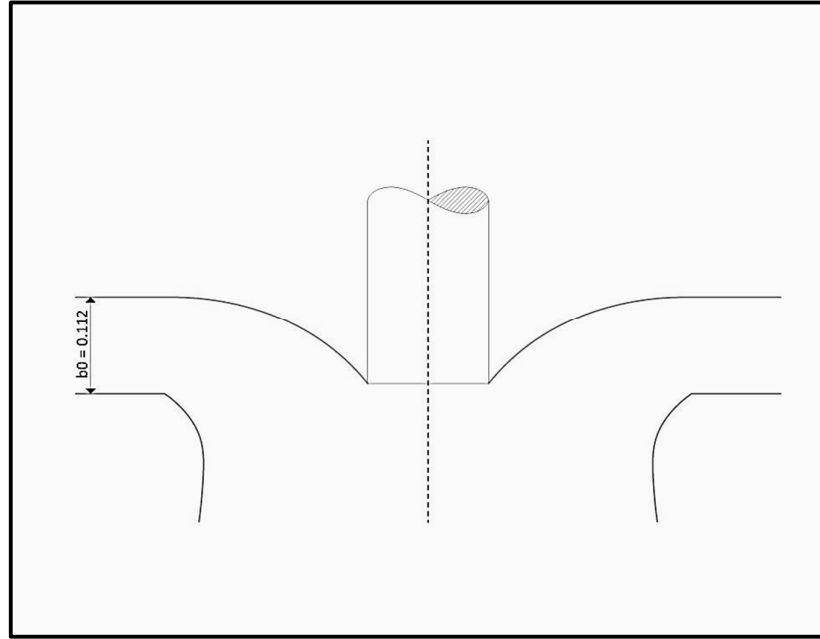


Figura 4.20 Curvas interior y exterior del perfil hidráulico del álabe

4.6.3 Trazado de la arista de entrada al álabe y diámetros de entrada

La experiencia aconseja que, así como de la acertada elección del punto $2e$, ya determinado, depende conseguir el rendimiento óptimo con relación al caudal. El rendimiento óptimo con relación al salto neto depende de la recta selección del punto $1i$. Definamos entonces, análogamente al coeficiente de caudal definido para fijar el punto $2e$, el coeficiente de presión referido al punto $1i$:

$$\psi_{1i} = \frac{H}{u_{1i}^2 / 2g} \quad (4.24)$$

Los ensayos realizados recomiendan coger un valor para el coeficiente de depresión de 1,65-2. Mataix^[9] recomienda utilizar $\psi_{1i} \approx 1,72$.

Al despejar ρ_{1i} de la Expresión 4.24, introduciendo el valor de ψ_{1i} , se tiene:

$$\rho_{1i} = \frac{60}{2\pi n} \times \sqrt{\frac{2gH}{1,72}} \quad (4.25)$$

Y sustituyendo:

$$\rho_{1i} = \frac{60}{2\pi 750} \times \sqrt{\frac{2g \cdot 40,74}{1,72}} = 0,274$$

Queda ya fijado un punto de la curva 1, el punto 1i, por lo que falta por determinar el punto 1e. La forma final de la curva 1 la elegiremos de un modo más o menos arbitrario, teniendo en cuenta que esta forma influirá de distintas maneras sobre ciertos parámetros que enunciaremos:

- Influye en que aparezca o no el fenómeno de cavitación, si al desplazar la arista se acorta el alabe pueden aumentar las depresiones en el extradós del alabe así como sobrepresiones en el intradós y presentarse la cavitación en caudales muy reducidos.
- Puede variarse para conseguir ángulos β_1 más favorables. Se puede disminuir β_1 desplazando la arista de entrada hacia el exterior al tener que:

$$tg\beta_1 = \frac{v_{1m}}{u_1 - v_{1u}} \quad (4.26)$$

Permite variar la velocidad del embalamiento, que según la experiencia, disminuye al alejar la arista de entrada del eje de rotación, en particular aumenta ρ_1 , lo cual solo se podrá hacer sacrificando el rendimiento.

En función de las características que deseemos obtener, la forma de la curva obtendrá una geometría u otra.

Lo que se ha hecho finalmente es partir del método de magnitudes reducidas (Figura 4.10) para calcular los puntos interiores y exteriores de la arista de entrada de los álabes. Al calcular dichos puntos, no tenemos la geometría de la curva que forma esa arista de entrada, pero como la diferencia de los diámetros interior y exterior de entrada es pequeña, se procede a hallar una geometría estimada para la curva de la arista, manteniendo un punto medio de dicha curva, y pudiendo calcular el diámetro de entrada, interior y exterior, midiendo las cotas con el programa Autocad, como se muestra en la Figura 4.21. De este modo tendremos una mejor aproximación a los diámetros del rodete que la que ofrece el texto de Mataix^[9] como prediseño.

4.6.4 Trazado de la arista de salida al álabe y diámetros de salida

En esta arista tendremos ya fijado el punto 2e. La forma completa de la curva 2 influirá también en una serie de variables, de modo que resulta imprescindible seguir datos experimentales de máquinas que funcionen con buenos rendimientos.

La forma completa de la curva 2:

- Según conduzca a alabes cortos o no, inducirá a que aparezca cavitación o no.
- Puede variarse para modificar los ángulos β_2 de dos maneras: deslizado el punto $2i$ hacia arriba o abajo con lo que aumenta o disminuye u_2 , también disminuye o aumenta C_{2u} , y disminuye o aumenta β_2 ya que:

$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{v_{2m}}{u_2 - v_{2u}} \quad (4.27)$$

El segundo procedimiento consiste en variar las líneas de corriente sin alterar la arista de salida. Si se desplaza la arista de salida hacia el centro, es decir si se desplaza el punto $2i$ por la curva i de manera que disminuya la longitud del alabe y la sección de fijación del mismo al cubo, dicha sección estará sujeta a esfuerzos más elevados. Pero, si con esta medida se excede el esfuerzo máximo admisible aún se puede trabajar el esfuerzo unitario aumentando el espesor del alabe o también se puede usar una aleación de más calidad.

Para el trazado de esta arista de salida del álabe se ha realizado un procedimiento muy similar al del cálculo de la arista interior, es decir, partir del método de magnitudes reducidas (Figura 4.10) para calcular los puntos interiores (mediante el diámetro de prediseño d_e) y los exteriores (mediante las longitudes l_i y l_e) de la arista de salida. Al no conocerse la geometría de la curva que une los puntos, se ha supuesto una forma típica como la de la misma Figura 4.10. Se puede ahora calcular el diámetro de salida, interior y exterior, midiendo las cotas al igual que para la arista de entrada al álabe. Se representa en la siguiente Figura como quedarían las aristas en el canal de paso del rodete:

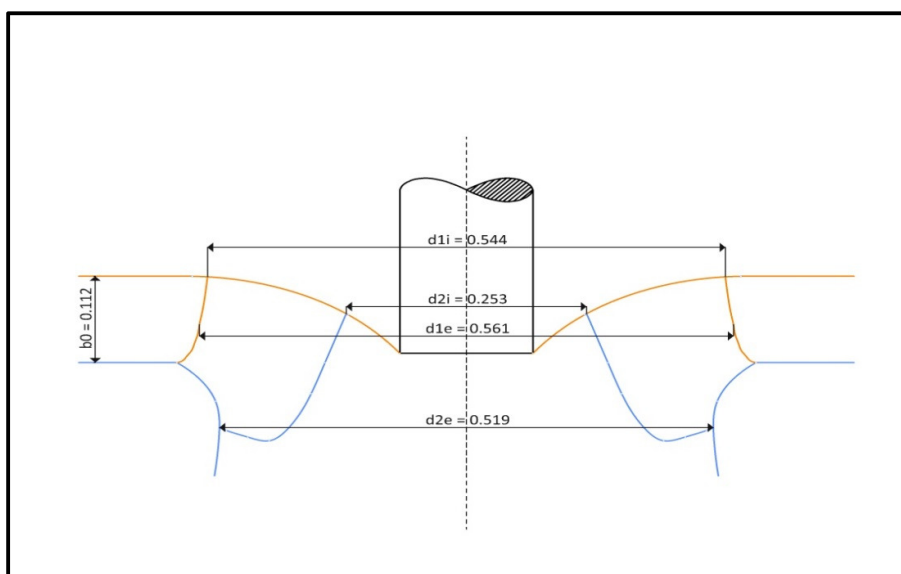


Figura 4.21 Aristas de entrada (en naranja) y salida (en azul) de los álabes y diámetros del diseño del rodete

Para finalizar, los diámetros que se utilizarán para el diseño de nuestro rodete y futuros cálculos son:

Diámetro interior de entrada (d_{1i})	0,544 m
Diámetro exterior de entrada (d_{1e})	0,561 m
Diámetro interior de salida (d_{2i})	0,253 m
Diámetro exterior de salida (d_{2e})	0,519 m

Tabla 4.7 Diámetros del rodete

4.6.5 Cálculo de rendimientos en la turbina

Según se ha comentado, hemos supuesto un rendimiento total de la turbina de 0,85, pero éste engloba a su vez a los siguientes rendimientos:

- Rendimiento volumétrico: entre el rodete y la carcasa pasa un pequeño caudal q cuya energía se desperdicia. El caudal Q_r que circula por el interior del rodete sería $Q_r = Q - q$. Para turbinas este rendimiento suele ser superior al 95%.
- Rendimiento mecánico: se deben a los rozamientos del prensaestopas y de los cojinetes con el eje de la máquina. El fluido que llena el espacio entre la carcasa y el rodete origina el llamado *rozamiento de disco*. Como es exterior al rodete, se incluye en las pérdidas mecánicas. No suele ser inferior al 95%.
- Rendimiento hidráulico: Tiene en cuenta las pérdidas que provocan la disminución de altura.

Se puede expresar el rendimiento total como el producto de los tres expuestos:

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_m \cdot \eta_h \quad (4.28)$$

El texto de Mataix^[9] recomienda un rendimiento hidráulico en torno a 0,905, en ese caso se tiene:

$$0,85 = \eta_v \cdot \eta_m \cdot 0,905 \rightarrow \eta_v \cdot \eta_m = 0,94$$

Faltaría suponer el valor del rendimiento volumétrico o mecánico, para tener definidos cada uno de estos rendimientos. Se estimará que $\eta_v = 0,98$, y sustituyendo en la Ecuación de arriba llegamos a que $\eta_m = 0,96$.

4.6.6 Ancho del rodete

Falta determinar la anchura del rodete a la entrada y a la salida para finalizar con el diseño del mismo.

Para calcular b_1 , anchura del rodete a la entrada, conocemos que la salida del distribuidor está muy cercana a la entrada al rodete, por lo que en esa parte el flujo

apenas sufrirá variación y se estimará que el ancho del distribuidor es igual al ancho del rodete a la entrada, es decir:

$$b_1 \approx b_0 = 0,112$$

Por otra parte, para el cálculo de b_2 , ancho del rodete a la salida, se supondrá que el flujo es axial en todo momento, asemejando la velocidad meridional a la velocidad axial mediante la Ecuación:

$$v_m = v_{axial} = \frac{\eta_v \cdot Q}{\pi \cdot \frac{d_{2,e}^2 - d_{2,i}^2}{4}} \quad (4.29)$$

Sustituyendo este valor en:

$$v_m = v_{axial} = \frac{\eta_v \cdot Q}{\pi \cdot d_{2e} \cdot b_2} \quad (4.30)$$

Se calculará la longitud de b_2 .

Acudiendo a la Ecuación 4.29;

$$v_m = v_{axial} = \frac{0,98 \cdot 1,214}{\pi \cdot \frac{0,519^2 - 0,253^2}{4}} = 7,23 \text{ m/s}$$

y entrando con ese valor de la velocidad en la Ecuación 4.30 obtenemos el ancho de salida del rodete,

$$7,23 = \frac{0,98 \cdot 1,214}{\pi \cdot 0,519 \cdot b_2} \rightarrow b_2 = 0,101$$

4.6.7 Determinación del número de álabes

El número de álabes óptimo del rodete puede estimarse en función de n_s mediante la figura 4.19, escogiendo dicho número entre las dos curvas según tamaño y altura neta.

Para nuestro diseño $n_s=178.82$, pudiendo coger un número de álabes entre 11 y 14. Se tomarán doce álabes para nuestro rodete.
Z=12

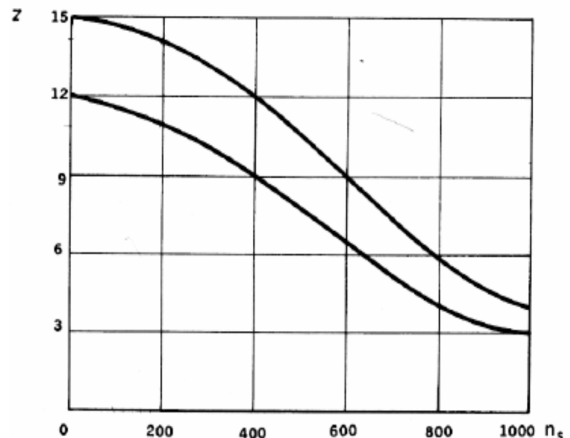


Figura 4.22 Estimación del número de álabes en función de n_s

Capítulo 5

Diseño de la cámara espiral, distribuidor y tubo de aspiración

5.1 Introducción

La turbina diseñada anteriormente estará compuesta además de por el rodete por una serie de elementos fijos, que configuran el estator de la turbomáquina. Estos elementos son el distribuidor, el predistribuidor, la cámara espiral y el tubo de aspiración.

En este capítulo se llevara a cabo un prediseño del distribuidor, determinando el tipo empleado (tipo Fink), el número de álabes orientables de que constará, así como algunos aspectos de su geometría.

Se realizara a su vez un prediseño de la cámara espiral, determinando la sección de paso más habitual. En cuanto al tubo difusor, se determinara su geometría y se procederá a calcular sus dimensiones principales.

5.2 Diseño del distribuidor

5.2.1 Introducción al diseño del distribuidor

Este componente de la maquina será el que conduzca el flujo de agua hacia la sección de entrada del rodete en la dirección y cantidad apropiadas.

En el caso de turbinas de reacción como el que nos ocupa, el distribuidor más comúnmente utilizado es el denominado distribuidor Fink.

El distribuidor Fink puede ser, en virtud de la disposición de los ejes de los alabes directrices, de tres tipos:

- a) Cilíndrico (Figura 5.1), si los ejes de giro se encuentran en la superficie de un cilindro cuyo eje coincide con el eje de la máquina, y el flujo en el distribuidor carece de componente axial.
- b) Axial, si los ejes de giro se encuentran en un plano transversal al eje de la máquina, y el flujo en el distribuidor carece de componente radial (se aplicara en las centrales en las que el flujo es axial no solo en el rodete, sino a la entrada de la turbina).
- c) Cónico: si los ejes de giro se encuentran en una superficie cónica.

Las turbinas Francis suelen instalarse siempre con distribuidores de álabes orientables, y así vamos a diseñar nuestro distribuidor.

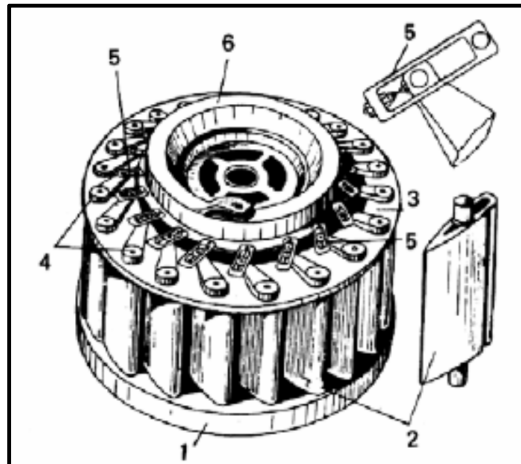


Figura 5.1 Distribuidor Fink cilíndrico de álabes orientables

5.2.2 Regulación del caudal y de la potencia en las turbinas hidráulicas de reacción

La función principal del distribuidor será la regulación de la potencia de la turbina según la carga, mediante la regulación del caudal. Sea α_0 el ángulo de salida de la corriente absoluta del distribuidor y b_0 la longitud axial de los alabes del mismo, es fácil demostrar que la variación del caudal puede lograrse:

- a) Variando el ángulo α_0
- b) Variando la altura b_0
- c) Variando el ángulo de salida de los alabes del rodete β_2

Según la ecuación de Euler:

$$\eta_h \cdot gH = u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u} \quad (5.1)$$

En el espacio libre entre la salida del distribuidor entrada del rodete se verifica con suficiente aproximación, la ecuación del fluido irrotacional e ideal:

$$r_0 v_{0u} = r_1 v_{1u} \quad (5.2)$$

Además a la salida de la corona directriz, la componente radial de la velocidad absoluta será:

$$v_{0r} = \frac{Q}{2\pi r_0 b_0} \quad (5.3)$$

Y a la salida del rodete la componente meridional de la velocidad absoluta será:

$$v_{2m} = \frac{Q}{A_2} \quad (5.4)$$

Donde A_2 es la sección de paso normal a la velocidad meridional a la salida del rodete. Se tiene pues:

$$v_{1u} = \frac{r_0}{r_1} \times c_{0u} = \frac{r_0}{r_1} \times \sqrt{c_0} \times \operatorname{ctg} \alpha_0 = \frac{Q}{2\pi r_1 b_0} \cdot \operatorname{ctg} \alpha_0 \quad (5.5)$$

Y del triángulo de velocidades de salida (Figura 5.2) se deduce:

$$v_{2u} = u_2 - v_{2m} \times \operatorname{ctg} \beta_2 = u_2 - \frac{Q}{A_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \quad (5.6)$$

$$gH_{u\infty} = (u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u}) \quad (5.7)$$

Sustituyendo las Expresiones 5.5 y 5.6 en el **Teorema de Euler** (5.7) y teniendo en cuenta que:

$$u_1 = r_1 \cdot w \quad ; \quad u_2 = r_2 \cdot w$$

Se llega a:

$$Q = \frac{r_2^2 w + \frac{\eta_h gH}{w}}{\frac{1}{2\pi b_0} \operatorname{ctg} \alpha_0 + \frac{r_2 \operatorname{ctg} \beta_2}{A_2}} \quad (5.8)$$

La Ecuación 5.8 demuestra que lo comentábamos anteriormente, la disminución o aumento del caudal se provoca disminuyendo o aumentando respectivamente α_0 , b_0 y β_2 .

Frente a estas tres posibilidades de variar el caudal, la de modificar b_0 no es recomendable pues es complicado en una turbina Francis, y además la experiencia ha demostrado que al variar b_0 , también varía $\text{ctg}(\alpha_0)$ por lo que el término $\text{ctg}(\alpha_0)/b_0$ se mantiene prácticamente constante. Por lo tanto descartamos esta posibilidad.

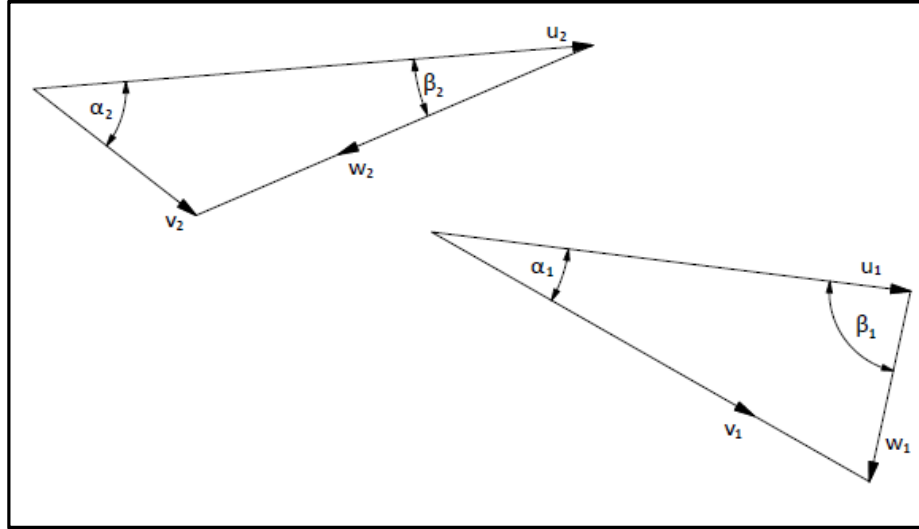


Figura 5.2 Triángulos de entrada y salida de una turbina

Las posibilidades que nos quedan para diseñar un distribuidor que regule la potencia mediante el caudal son:

- a) Variar α_0
- b) Variar los ángulos α_0 y β_2 simultáneamente
- c) Variar β_2

El procedimiento universal para variar el caudal utilizado en las turbinas Francis es el a), es decir variar α_0 . Los procedimientos b) y c) son más comúnmente empleados en turbinas Kaplan, en las que se suprime el distribuidor de álabes giratorios.

5.2.3 Descripción del distribuidor Fink y tipos de regulación

El distribuidor Fink de álabes giratorios deberá realizar para la carga variable de la turbina las siguientes funciones:

- 1.- Crear el campo de velocidades más favorable en toda la periferia de entrada del rodete en cuanto al módulo del vector velocidad y al ángulo α_1 , de manera que la circulación de entrada tenga un valor adecuado, y se consiga además una entrada sin choque.
- 2.- Regular el caudal, y con ello la potencia suministrada al rodete en conformidad con la carga.

3.-Cerrar la turbina en la parada y en caso de acumulación de la carga, para evitar embalamiento.

Aunque dejar en seco la turbina para proceder a su revisión y desmontaje no es misión del distribuidor sino de la válvula de admisión de la turbina, el distribuidor cerrado, si no es del todo estanco debe reducir por razones de seguridad el caudal a un valor inferior al caudal de la turbina en la marcha en vacío.

El distribuidor Fink suele constar de los siguientes elementos (algunos de los cuales pueden variar según los tipos):

- 1.-Anillo inferior, donde van montados los álabes.
- 2.-Álabes directrices giratorios de perfil aerodinámico montados entre el anillo inferior y el superior.
- 3.-Anillo superior.
- 4.-Manivelas solidarias a los álabes.
- 5.-Bielas regulables fijadas por un extremo a las manivelas y por el otro al anillo de regulación.
- 6.-Anillo de regulación, que provocará al girar el sentido simultáneo de todos los álabes directrices en un mismo ángulo.

Los álabes directrices de perfil aerodinámico simétrico o asimétrico (línea media recta o ligeramente curvada) que se observan en la Figura 5.3, con frecuencia se funden en una pieza con su pivote. El giro del anillo de regulación se realizará mediante uno o dos brazos movidos por uno o dos servomotores.

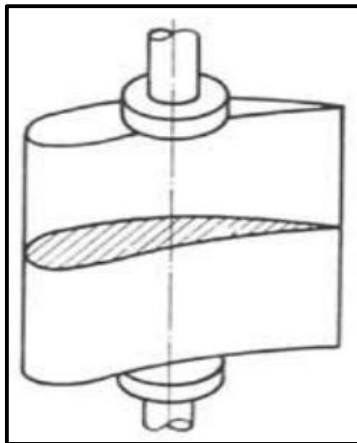


Figura 5.3 geometría de álabes directrices del distribuidor de una turbina Francis

En las turbinas pequeñas el anillo de regulación es exterior (Figura 5.4a) pero en las grandes se prefiere el anillo interior (Figura 5.4b), por constituir una forma más compacta. La forma más frecuente de accionamiento del anillo exterior es un servomotor que hace girar el eje al cual estará fija una palanca angular en cuyos

extremos se articularán dos brazos articulados en el otro extremo al anillo de regulación. El distribuidor se abre o se cierra según el sentido de giro de la palanca.

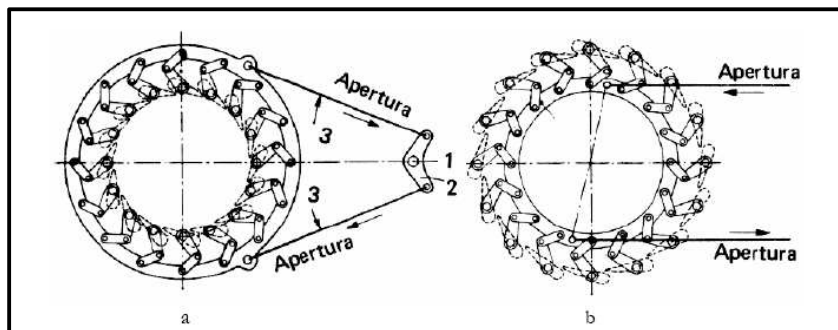


Figura 5.4 Distribuidor Fink con anillo de regulación exterior (a) e interior (b)

Se podrán distinguir dos tipos de distribuidor y por tanto de regulación: la regulación interior o “mojada” y la exterior o “en seco”.

En el primer caso, la regulación interior o mojada, algunos de los órganos de regulación y en particular en las turbinas en cámara de agua abierta el anillo de regulación, se encuentran en el interior de la turbina y serán bañados por la corriente de agua. El pivote del álabe estará directamente unido a la corona de regulación por medio de una pequeña biela.

La ventaja de este tipo de regulación será su construcción más económica, y la desventaja las pérdidas hidráulicas en la corriente que baña dichos órganos así como la corrosión.

Por todo esto, solo se aplicará en las turbinas hidráulicas de salto y de dimensiones reducidas que nos conducirán a presiones reducidas sobre los álbes directrices y velocidades pequeñas, por lo que se suelen construir estos en fundición gris sin mecanizar.

En la regulación exterior o en seco, el pivote y el álabe directriz constituirán una sola pieza. El pivote atravesará el anillo superior a través de una junta de estanqueidad, y el álabe directriz estará unido con el anillo de regulación por medio de una manivela y una biela.

A veces la manivela de mando sometida a un trabajo duro se construirá en dos piezas, como en la Figura 5.5, una fija al pivote del álabe y la otra fija a la biela, unidas entre sí por un bulón fácilmente reemplazable en caso de rotura.

Por ser utilizadas para alturas de salto y potencias elevadas, el alabe directriz se fundirá de acero en una pieza con el pivote. En las turbinas hidráulicas de gran altura los álbes se alisan posteriormente a mano para disminuir la fricción, y para alturas todavía mayores, sobre todo si el agua acarrea arenilla, para evitar la erosión los álbes se construirán de acero inoxidable y el pivote del álabe, que tendrá que soportar el esfuerzo mayor porque en él se articulará la manivela de regulación, después de fundido se forjará para hacerlo más resistente.

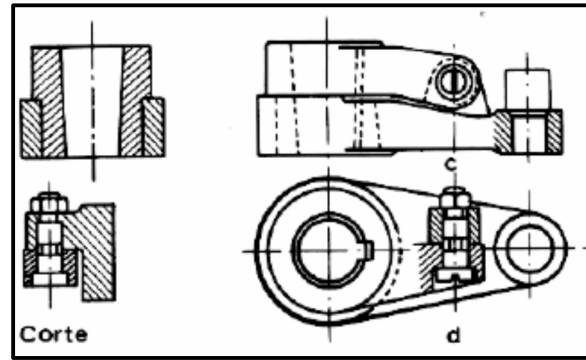


Figura 5.5 Biela de mando de los álabes para regulación exterior

Para nuestra turbina Francis se ha optado por un anillo de regulación exterior para así asegurarnos que las posibles sobrepresiones no dañarán los álabes.

5.2.4 Parámetros del distribuidor Fink

En el esquema del distribuidor Fink (Figura 5.6) se ha acotado el diámetro de los ejes de los pivotes de los álabes directrices, d_g ; el diámetro de salida de la corona directriz, d_o y el de entrada de los álabes del rodete, d_i .

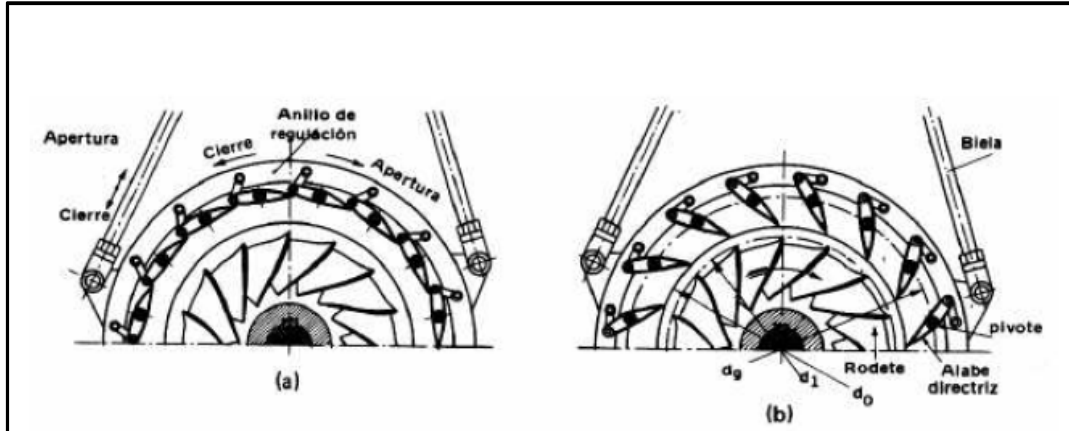


Figura 5.6 Distribuidor Fink a) Cerrado b) Abierto

Los parámetros principales de la corona directriz son:

- El ancho b_0
- El ángulo α_0 de salida de los álabes directrices
- El diámetro de los pivotes de los álabes d_g
- Las características del perfil de los álabes (forma geométrica y cuerdas)
- La relación $\frac{L}{t}$ con:
-L , cuerda del perfil

$$-t = \frac{\pi d_g}{z_d}$$

- Excentricidad relativa $\epsilon = \frac{L'_1 - L'_2}{2 \times (L'_1 - L'_2)}$

Estos parámetros permanecerán constantes para una misma corona directriz. Además se elegirá un parámetro variable que caracterice el grado de apertura. Este parámetro podría ser la longitud a_0 , distancia geométrica del borde de salida de un álabe a la superficie inferior del álabe siguiente; pero en la práctica muchas veces se prefiere utilizar un parámetro adimensional, cuyos valores para los distintos porcentajes de apertura sean iguales en todas las turbinas hidráulicas geoméricamente semejantes.

Por lo que si dos turbinas son geoméricamente semejantes en cuanto al distribuidor y al rodete, de manera que la relación $\frac{d_g}{d_1}$ sea la misma, la apertura del distribuidor será directamente proporcional al diámetro del rodete, e inversamente proporcional al número de álabes fijos z_d . El parámetro de apertura se podrá definir así:

$$\overline{a_0} = \frac{a_0 z_d}{\pi d_1} \quad (5.9)$$

que en virtud de lo dicho será independiente del diámetro del rodete d_{1e} , e igual para todos los distribuidores geoméricamente semejantes. En la Figura 5.7 puede verse que el valor máximo de a_0 en el caso de los álabes simétricos o álabes de cola simétrica corresponde a la posición radial de la línea media, verificándose que:

$$a_{0 \text{ máx}} = \frac{\pi d_1}{z_d} = \frac{\pi}{z_d} (d_g - 2L_1) \quad (5.10)$$

Aunque el parámetro adimensional a_0 resulta cómodo para estudiar una serie de turbinas geoméricamente semejantes de distinto tamaño, si las turbinas no son geoméricamente semejantes no resultará ya el parámetro de apertura adecuado, porque según la Ecuación 5.8 el caudal no dependerá de a_0 sino de α_0 .

Se puede considerar por tanto que:

$$\alpha_0 = \arctg \left(\frac{K_{vm0}}{K_{vu0}} \right) \quad (5.11)$$

Se calculará el ángulo considerando que:

$$\tan(\alpha_0) = \frac{K_{vm0}}{K_{vu0}} = \frac{\frac{Q}{d_0 \cdot b_0 \cdot \pi}}{\frac{2 \cdot r \cdot v_u}{d_0}} = \frac{Q}{2 \cdot r \cdot v_u \cdot b_0 \cdot \pi} \quad (5.12)$$

Para calcular v_u partimos de la Ecuación de Euler,

$$g \cdot H_t = u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2} \quad (5.13)$$

aplicando:

$$\eta_h = \frac{H_t}{H_n} \quad (5.14)$$

Suponiendo que el rendimiento hidráulico es 0,905 según la bibliografía, llegamos a:

$$H_t = \eta_h \cdot H_n = 0,905 \cdot 40,74 = 36,87 \text{ m}$$

Volviendo a la Ecuación 513, se puede suponer que no existe momento cinético a la salida o que el momento cinético es el 10% del inicial. Decidimos optar por la segunda hipótesis pues es la que más se ajusta a la realidad.

$$g \cdot H_t = u_1 v_{u1} - 0,1 u_1 v_{u1} = 0,9 u_1 v_{u1} \quad (5.15)$$

Conocemos d_{1e} y que $u_1 = n \cdot d_{1e} / 2 = 22,03 \text{ m/s}$, por lo tanto:

$$v_{u1} = \frac{g H_t}{0,9 u_1} = 18,22 \text{ m/s}$$

Con éste último valor obtenido y a partir de la Ecuación 5.12, se puede calcular un ángulo α_0 del cual dependerá el caudal:

$$\tan(\alpha_0) = \frac{Q}{2 \cdot r \cdot v_u \cdot b_0 \cdot \pi} = \frac{1,214}{2 \cdot 0,2805 \cdot 18,22 \cdot 0,112 \cdot \pi} = 0,3375$$

$$\alpha_0 = \arctg(0,3375) = \mathbf{18,65^\circ}$$

Los álabes directrices del distribuidor deberán alcanzar un ángulo máximo de apertura $\alpha_{máx}$ que permita el trasiego del caudal máximo, mayorando:

$$\alpha_{máx} = 1,25 \cdot \alpha_0 \quad (5.16)$$

que para el distribuidor de la central será;

$$\alpha_{máx} = 1,25 \cdot \alpha_0 = 1,25 \cdot 18,65 = \mathbf{23,31^\circ}$$

También es necesario determinar el diámetro d_0 , que es el diámetro del borde de salida de los álabes del rodete en la posición de máxima apertura. Consideraremos $d_0 = 1,05 \times d_{1e}$.

$$d_0 = 1,05 \times 0,561 = \mathbf{0,589 \text{ m}}$$

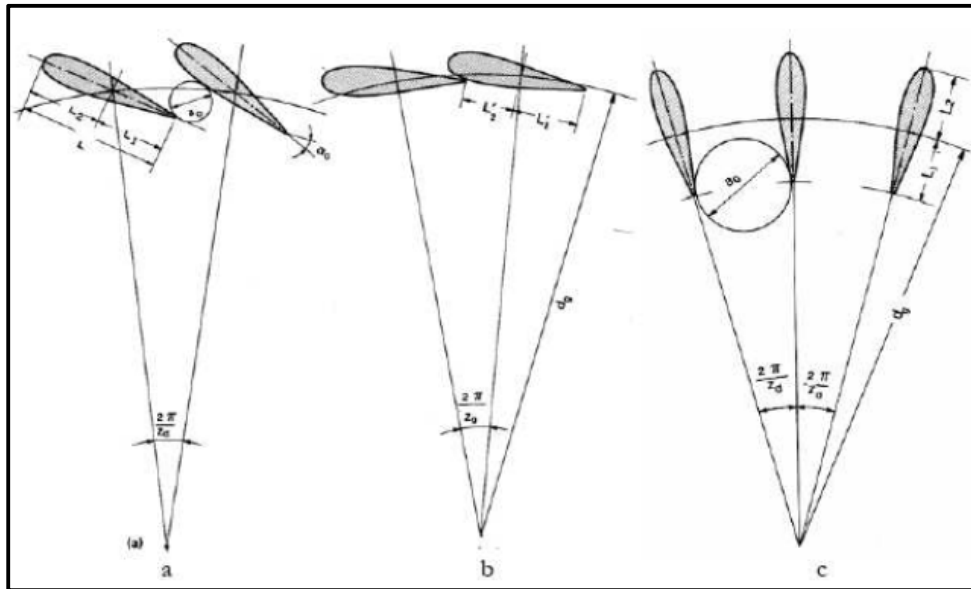


Figura 5.7 Distintas posiciones de los álabes del distribuidor a) abiertos b) cerrados c) apertura máxima

5.2.5 Número de álabes del distribuidor

La semejanza geométrica de dos distribuidores no suele extenderse al número de álabes directrices, porque resulta ventajoso aumentar el número de álabes a medida que aumenta el tamaño de la turbina. De esta manera la cuerda de los perfiles es menor, ya que ésta viene determinada por la relación de un solape mínimo entre los álabes en la posición de cierre, para que éste sea lo más estanco posible, y de ésta manera al aumentar su número, los álabes pueden ser más cortos.

Orientativamente podemos usar la fórmula siguiente:

$$z_d = \frac{\sqrt{d_0}}{4} + 4 \text{ a } 6 \quad (5.17)$$

donde,

z_d – número de álabes directrices

d_0 – diámetro del borde de salida de los álabes del rodete en la posición de máxima apertura.

El valor de z_d no debe ser igual ni múltiplo del número de álabes del rodete para evitar la transmisión de vibraciones a dicho rodete y a la tubería forzada.

En nuestro caso:

$$z_d = \frac{\sqrt{d_0}}{4} + 4 \text{ a } 6 = \frac{\sqrt{598}}{4} + 6 = 12,12 \rightarrow \mathbf{13}$$

Se ha optado por un distribuidor de trece álabes para que éstos no coincidan con los del rodete y que además supere el número de álabes de éste.

Para una turbina Francis:

$$12 < z_d < 28$$

Observamos que el número de álabes del distribuidor de nuestra instalación es un valor común dentro de las turbinas Francis.

5.2.6 Perfil de los álabes del distribuidor

Enfocando el problema de un modo teórico, (esto es, para el caso de fluido ideal) la forma del perfil es arbitraria, a excepción de la línea media en la proximidad al borde de la salida, puesto que de ella depende la obtención de una configuración del flujo adecuada a la entrada del rodete, que es el papel que debe cumplir el distribuidor. En cuanto al problema con fluido real, la forma del perfil ha de ser tal que se reduzcan las pérdidas a un mínimo; aunque la forma a la salida sigue siendo la más importante.

A la salida del distribuidor y entrada del rodete el agua ha de poseer una circulación $2\pi r_1 c_{1u}$. El perfil ideal de la línea media sin influjo en la corriente debe mantener en el distribuidor la circulación constante, es decir, $r \cdot v_{1u} = Cte$. **El perfil será pues una espiral logarítmica.**

El perfil mismo, en forma de espiral logarítmica debe cumplir las siguientes condiciones:

- a) deberá crear conductos entre los álabes de contracción constante, para engendrar gradualmente el incremento de energía cinética deseado.
- b) deberá tener la forma de perfil aerodinámico, de manera que las pérdidas se reduzcan a un mínimo. Cada casa constructora tiene las formas y tamaños de sus perfiles normalizados, generalmente en función del diámetro del rodete de la turbina.

Si se toman los perfiles de un catálogo aerodinámico hay que tener en cuenta que dichos perfiles suponen una corriente paralela antes y después del perfil; mientras que los álabes directrices deben crear una corriente con la circulación y componente radial convenientes. Sin embargo es fácil una vez obtenida la forma del perfil, obtener gráficamente por medio de una transformación conforme, los perfiles que tienen ya la disposición deseada.

También es posible modificar el perfil aumentando el espesor sin variar la calidad del perfil, buscando dar al perfil una resistencia mecánica deseada.

Vamos a pasar a calcular como se quedaría el perfil de los álabes de nuestro distribuidor.

Lo primero que haremos será calcular el paso de los álabes en el diámetro d_g ,

$$t_d = \frac{\pi \cdot d_g}{z_d} \quad (5.18)$$

L_1 , representado en la Figura 5.8, y definido como la distancia desde el eje de giro del álabes hasta la punta de éste, se calculará como:

$$L_1 = (0,55 \div 0,65) \cdot t_d = (1,2 \div 1,8) \cdot r \quad (5.19)$$

Por tanto, tomando valores medios quedan las siguientes relaciones,

$$\frac{L_1}{r} = 1,5 \quad ; \quad L_1 = 0,6 \cdot t_d$$

El diámetro de pivotamiento de los álabes se puede obtener (para la condición de $\alpha_{m\acute{a}x}$) de:

$$d_g = \frac{d_0}{1 - \frac{2 \cdot \pi \cdot \text{sen}(\alpha_{m\acute{a}x})}{z_d \cdot \left(1 + \frac{L_1}{r}\right)}} \quad (5.20)$$

La otra distancia, L_2 , desde el eje de giro del perfil hasta el extremo final del álabes, será igual a:

$$L_2 = (1,3 \div 1,5) \cdot r \quad (5.21)$$

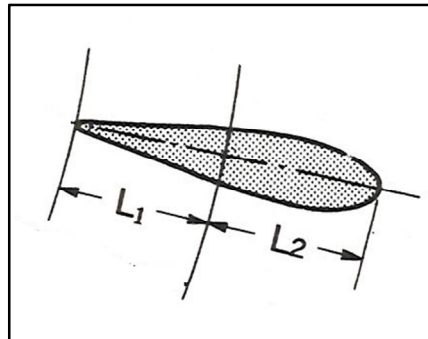


Figura 5.8 Perfil del álabes del distribuidor con distancias desde el eje de giro del álabes

La cuerda o longitud del álabes será la suma de las dos distancias anteriores:

$$L = L_1 + L_2 \quad (5.22)$$

Procediendo al cálculo de los valores que definen el perfil del álabe a partir de las Ecuaciones expuestas, llegamos a los siguientes valores:

d_g	0,638 m
t_d	0,154 m
L_1	0,092 m
L_2	0,086 m
L	0,178 m
r	0,061 m

Tabla 5.1 Valores del perfil de los álaves del distribuidor

A partir de los ensayos realizados en otras turbinas, el espesor máximo de los álaves se estimará en un 18% de la cuerda, quedando:

$$t_{m\acute{a}x} = 0,18 \cdot 0,186 = 0,034 \text{ m} = \mathbf{34mm}$$

5.2.7 Momento hidráulico sobre los álaves

Es el momento resultante de las fuerzas de presión que actúan sobre ambas caras de los álaves directrices. Este momento variará en intensidad y sentido según el grado de apertura. A cada momento corresponde una fuerza en el mecanismo de mando del distribuidor y su cálculo es necesario para el estudio del sistema de regulación.

Se supondrá el momento hidráulico con un grado de apertura cero, es decir, con el distribuidor totalmente cerrado.

En estas condiciones se podrá realizar un cálculo fácil, ya que la presión aguas arriba del distribuidor será siempre igual a $\rho g H$ (siendo H la diferencia de cota entre la entrada del distribuidor y el nivel del embalse, igual o aproximadamente igual, según los casos, a la altura neta y la presión aguas abajo del distribuidor se calculará según el caso que pueda presentarse:

a) Distribuidor cerrado y rodete en marcha.

En este caso la presión de salida del rodete es igual a $-\rho \cdot g \cdot z_2$ y a la entrada del rodete, aguas abajo del distribuidor, es $-\rho g \left(z_1 + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \right)$, ya que en este caso $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = 0$, donde z_1 y z_2 son las cotas de entrada y salida del rodete. Por tanto la diferencia de presiones que actúa en cada punto de la superficie formada por los álaves directrices en posición cierre en este caso, será:

$$\Delta p = \rho g \left[H - \left(-z_1 + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \right) \right] = \rho g \left[H + z_1 - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \right] \quad (5.23)$$

que origina una fuerza de presión sobre cada álabe

$$F_p = t \cdot b_0 \cdot \Delta p = t \cdot b_0 \cdot \rho g \left[H + z_1 - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \right] \quad (5.24)$$

donde $t = L_2 + L_1$ (véase Figura 5.7). La línea de aplicación pasa por el punto medio de la línea t ; pero en general no pasa por el eje de giro de los álabes, sino que se encuentra a una distancia r_w , de manera que el momento hidráulico sobre un álabe será

$$M' = r \cdot F_p = r_w \cdot t \cdot b_0 \cdot \rho g \left[H + z_1 - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} \right] \quad (5.25)$$

b) Distribuidor cerrado, rodete parado y tubo de aspiración lleno de agua

En este caso el término $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} = 0$ pues el rodete está parado, y el momento hidráulico será:

$$M'' = r \cdot t \cdot b_0 \cdot \rho g (H + z_1) \quad (5.26)$$

c) Distribuidor cerrado, rodete parado y tubo de aspiración lleno de aire

Si en la cámara interior del distribuidor ha penetrado aire, se tendrá

$$M''' = r \cdot t \cdot b_0 \cdot \rho g \cdot H \quad (5.27)$$

Tras el estudio de las tres posibilidades con el distribuidor totalmente cerrado llegamos a la siguiente conclusión:

$$M''' < M' < M''$$

Así, el cálculo de los esfuerzos y del par de accionamiento necesario en el anillo de regulación se realizará a partir del momento máximo, es decir a partir de M'' .

En la Ecuación 5.26 para el cálculo de M'' aparece:

- b_0 , anchura del distribuidor ya definida y hallada, en nuestro caso $b_0 = 0,112 \text{ m}$.
- t_d , paso del distribuidor, hallado en el Apartado del perfil del álabe, $t_d = 0,154 \text{ m}$
- z_1 , altura del tubo de aspiración que se calculará de manera razonada posteriormente, en el Apartado del tubo de descarga pero adelantamos que tiene un valor de $z_1 = 1,246 \text{ m}$.
- H , altura neta de la instalación. $H = 40,74 \text{ m}$
- r_w , es la distancia de la línea media al eje de giro de los álabes. El texto de Mataix^[9] proporciona una expresión teórica para realizar el cálculo:

$$r_w = (0.05 \div 0.14) \cdot t_d = 0,095 \cdot 0,154 = 0,0146 \text{ m}$$

Por lo que finalmente M'' queda:

$$M'' = r_w \cdot t_d \cdot b_0 \cdot \rho g (H + z_1) = 103,9 \text{ Nm}$$

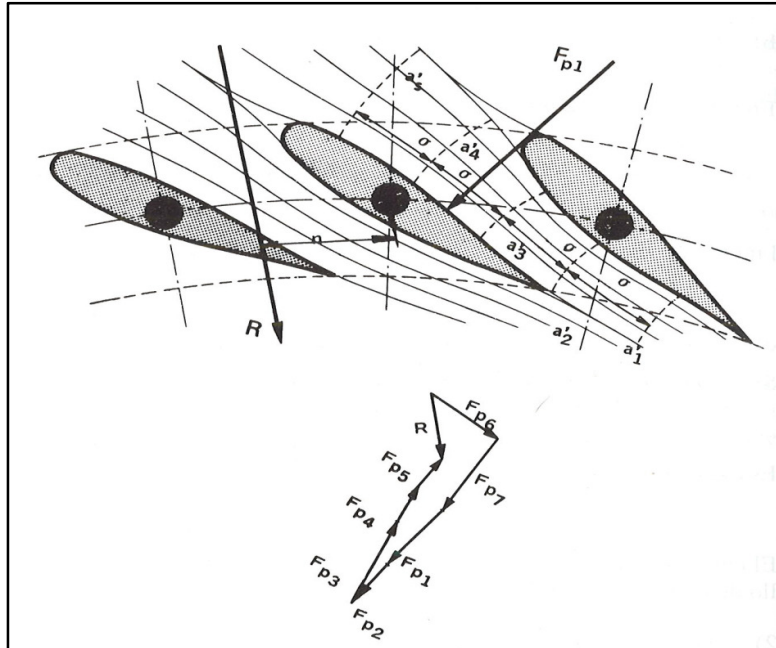


Figura 5.9 Cálculo del momento hidráulico sobre los álabes del distribuidor

5.3 Diseño del predistribuidor

El predistribuidor, a veces llamado estátor de la turbina, tiene por misión transmitir a los cimientos de la central las cargas debidas al peso de los órganos fijos (peso del hormigón de la cámara espiral, etc...) y móviles y al empuje axial sobre el rodete. El estator no contribuye a la mejora del flujo, como la caja espiral y el distribuidor, simplemente sirve de soporte para la turbina.

El predistribuidor recibe el flujo de la cámara espiral y lo introduce en el distribuidor. En la cámara espiral metálica el predistribuidor se soldará a ésta formando un conjunto. Podrá construirse de dos maneras:

- En forma de unidades (columnas o pilares) aisladas con bridas de fijación en la parte superior o inferior.
- En forma de unidad completa, que constará de dos aros o anillos paralelos unidos entre sí por pilares o álabes fijos, que servirán de guía al agua.

La segunda opción dará mayor rigidez al conjunto, por lo que es la más empleada. Los pilares del predistribuidor estarán bañados por la corriente creada por la cámara

espiral; su presencia, necesaria para la transmisión de las cargas mencionadas, creará una pérdida que dependerá del perfil de los pilares y de su colocación con respecto a la corriente que sale de la cámara espiral. Estas pérdidas serán relativamente pequeñas, a causa de que la cuerda del perfil aerodinámico suele ser pequeña, y las velocidades relativamente bajas.

Las experiencias realizadas con formas diversas confirman que la forma y posición óptima del perfil aerodinámico suele ser pequeña, y las velocidades relativamente bajas.

Se ha demostrado que la forma y posición óptima del perfil de los pilares es la forma misma de las líneas de corriente, y una colocación según dichas líneas de corriente. Una disposición de los pilares que no sea según la línea de corriente empeorará el rendimiento.

5.4 Diseño de la cámara espiral

5.4.1 Introducción

La cámara de agua, voluta o cámara espiral es la zona de la turbina hidráulica por la que se realiza la admisión de agua a dicha turbina. En nuestro proyecto buscaremos unas dimensiones mínimas de la cámara que proporcionen un rendimiento máximo.

La misión de la cámara espiral, órgano que se encuentra en casi todas las turbinas hidráulicas de reacción, es distribuir el agua por toda la periferia del rodete a través del predistribuidor y del distribuidor. El proyecto de la cámara espiral está íntimamente ligado con ambas partes. El rendimiento del distribuidor, de importancia decisiva para el rendimiento total de la turbina, depende en gran manera de la magnitud y dirección de la velocidad del fluido proveniente de la cámara espiral.

La cámara espiral, llamada voluta en el caso de las bombas, desempeñara una doble función, por un lado transformará parte de la energía cinética que tiene el fluido a la salida del rodete en energía de presión, y por el otro recogerá el fluido que sale de la tubería de admisión y lo conducirá hasta el rodete.

La ecuación general, o sea aplicable a toda la voluta de forma meridional cualquiera, así como las ecuaciones particulares, que se deducirán para una caja espiral de sección circular, igual que la ecuación de Euler, en una doble hipótesis de fluido ideal y flujo irrotacional. El fluido que saldrá del rodete y entrará en la cámara espiral, en la que no hay álabes que puedan modificar su circulación, en cada punto cumplirá la conservación del momento cinético:

$$r \cdot v_u = C \quad (5.28)$$

Donde la constante C se conoce, ya que a la salida del rodete $C = r_2 v_{3u}$ y v_{3u} se leerá en el triángulo de velocidades. Suponiendo que el fluido que sale del rodete se difunde por igual en toda su periferia, en cualquier sección meridional de la voluta el

caudal será $Q_\theta = \frac{\theta}{360}$ veces del total, donde θ es el ángulo en grados medido desde la lengua teórica de la cámara espiral (Figura 5.10).

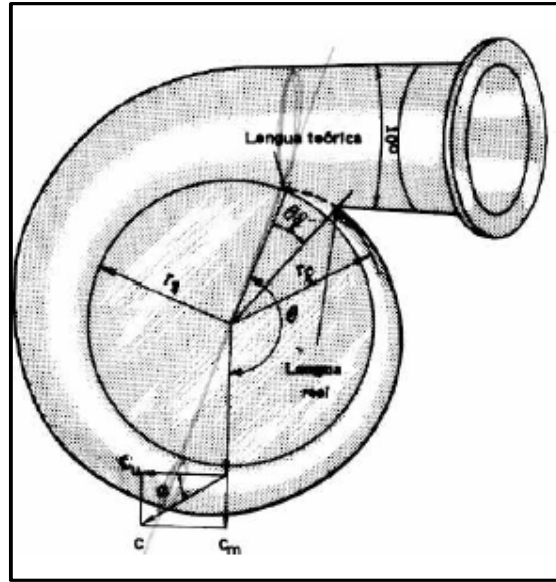


Figura 5.10 Cámara espiral

Vamos a proceder a determinar la constante C para futuros cálculos. La constante C se calcula en las turbinas hidráulicas a la entrada del rodete. Si el número de revoluciones n y el diámetro de entrada al rodete d_{1e} , se han determinado previamente al cálculo de la cámara espiral y se supone salida sin circulación ($v_{2u} = 0$), se tendrá:

$$\eta_h \cdot H = \frac{v_{1u}}{g}$$

$$u_1 = 2\pi \cdot r_1 \cdot n$$

entonces,

$$\eta_h \cdot H = u_1 v_{1u} / g = \frac{2\pi \cdot n}{g} r_1 \cdot v_{1u}$$

Y finalmente

$$r_1 v_{1u} = r_1 v_u = C = \frac{2 \cdot \eta_h \cdot H}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (5.29)$$

La constante C que ya había sido hallada, tiene un valor,

$$C = 5,11$$

En cuanto al ángulo de desarrollo de la caja espiral llamado $\theta_{m\acute{a}x}$, este ángulo se forma acotando el radio principal r_e normal al conducto de admisión donde arranca la caja espiral, como se ilustra en la Figura 5.11.

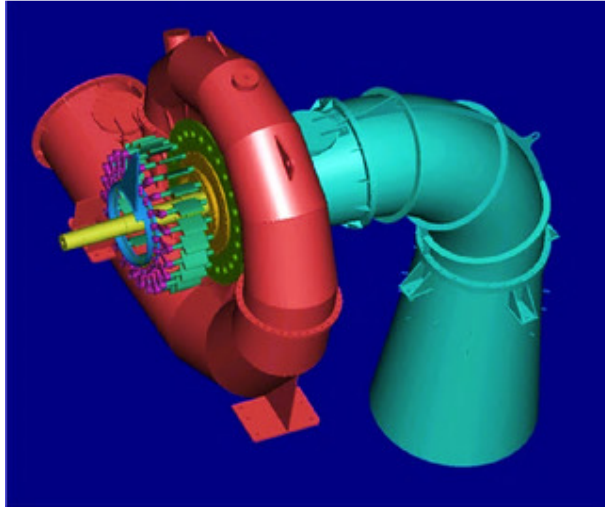


Figura 5.11 Despiece de una turbina Francis donde se observa la cámara espiral

Las cajas espirales pueden ser a) totales: si $\theta_{m\acute{a}x} > 320^\circ$; b) parciales, si $\theta_{m\acute{a}x} < 320^\circ$. Las totales son más favorables porque producen un flujo mejor distribuido en la periferia de entrada del distribuidor. Son muy usada también las de $\theta_{m\acute{a}x} = 180^\circ$. En los saltos de pequeña y mediana altura, como es considerado el salto del proyecto que abordamos se utiliza cámaras espirales totales. Por lo que en nuestro caso tendremos:

$$320^\circ < \theta_{m\acute{a}x} < 340^\circ$$

Por consideraciones de tipo técnico, la salida real de la cámara espiral, con el fin de evitar turbulencias y ruido y dar además al flujo que sale de la tubería de aspiración la oportunidad de ordenarse antes de entrar en el rodete, el comienzo d_e o salida real de la cámara espiral no podrá corresponder al punto $\theta = 0^\circ$, $r = r_{1e}$ por lo que en la construcción, el primer radio correspondiente a $\theta = 0^\circ$ se suele hacer un 5÷10% mayor que r_{1e} , por lo tanto:

$$r_r = 1,1 \frac{d_{1e}}{2} = 1,1 \frac{0,561}{2} = 0,318 \text{ m}$$

Cabe destacar que no es posible continuar la caja espiral hasta $\theta = 360^\circ$ como se observa en la Figura 5.10.

5.4.2 Deducción de la ecuación general de la cámara espiral

A partir de la sección diferencial transversal de la Figura 5.12, el flujo será:

$$dQ_\theta = dA \cdot v_u = b \cdot dr \cdot v_u \quad (5.30)$$

siendo

$$v_u = C/r \quad (5.31)$$

luego,

$$dQ_\theta = b \cdot dr \cdot C/r \quad (5.32)$$

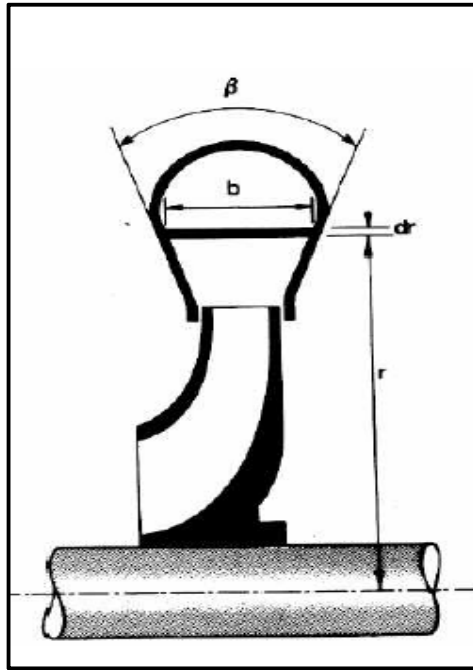


Figura 5.12 Sección transversal de la cámara espiral

e introduciendo como hemos dicho $Q_\theta = \frac{\theta^\circ}{360} \cdot Q$, se tendrá

$$Q_\theta = \frac{\theta^\circ}{360} \cdot Q = \int_{r_2}^{r_\theta} dQ_\theta = C \int_{r_2}^{r_\theta} \frac{b}{r} dr \quad (5.33)$$

y

$$\theta^\circ = \frac{360 \cdot C}{Q} \int_{r_2}^{r_\theta} \frac{b}{r} dr \quad (5.34)$$

Esta última expresión es la **Ecuación general de la voluta**, donde r_θ es el radio exterior de una sección situada a θ° de la lengua teórica.

La Ecuación 5.34 se puede resolver de forma tabular, si se conoce la función $b=f(r)$, es decir, una vez elegida la forma de la sección transversal. Las formas más corrientes de ésta sección transversal son logarítmica, cuadrada y trapezoidal.

En la Figura 5.13 se muestran cinco secciones de caja espiral empleadas usualmente en turbinas hidráulicas. Las formas *c*, *d* y *e* son las más empleadas. La forma *a*, constituida por un trapecio de ángulo Φ , muy pequeño es la más favorable. Sin embargo, el ancho de dicha caja espiral sería excesivamente grande al ser la altura muy pequeña. La forma *b*, caja espiral de sección hiperbólica eliminará este inconveniente. La geometría *c* simétrica y *d* asimétrica constituidas por un rectángulo y un trapecio, por cuya base se unen al predistribuidor, será la corrientemente empleada en las cajas espirales de hormigón, puesto que facilitan el encofrado, mientras que en las cámaras espirales metálicas se preferirá la sección circular de la figura *e*.

Los ensayos con modelos y con turbinas en funcionamiento han demostrado que la sección axial tiene una influencia mínima en el rendimiento de la turbina.

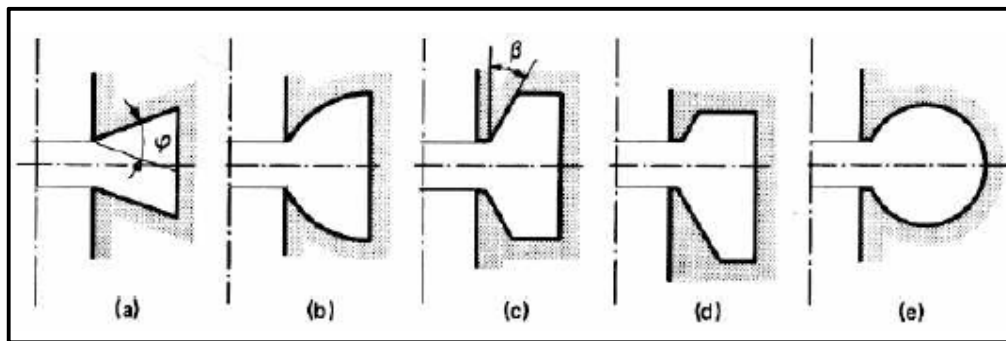


Figura 5.13 Diferentes secciones de cajas espirales

En base a lo expuesto anteriormente, se trabaja con una sección circular, y el procedimiento para su diseño lo determinaremos más adelante. Otro apartado fundamental es el material a utilizar en la cámara espiral, que pasamos a desarrollar.

5.4.3 Determinación del material de la cámara espiral

El material de la cámara espiral depende básicamente de la potencia de la turbina y del salto H . En general las cámaras espirales para $H < 40-50\text{m}$, se emplea hormigón de sección axial, y para $H > 40-50\text{m}$ se emplean cámaras metálicas de sección circular, o bien cámaras mixtas, metálicas y embebidas en hormigón como receptor de los esfuerzos. Para cámaras muy pequeñas se emplean cámaras espirales en el sifón. Como también depende de la potencia, estas últimas consideraciones pueden verificarse con la gráfica que proporciona el texto de Mataix^[9].

Con nuestros datos de potencia y altura caemos en la zona E, por lo que para nuestro proyecto usaremos una **cámara metálica**.

5.4.4 Sección circular de la cámara espiral

Generalmente las cámaras que tienen esta sección, su carcasa está fabricada de fundición.

A continuación se presenta la imagen de una caja espiral circular.

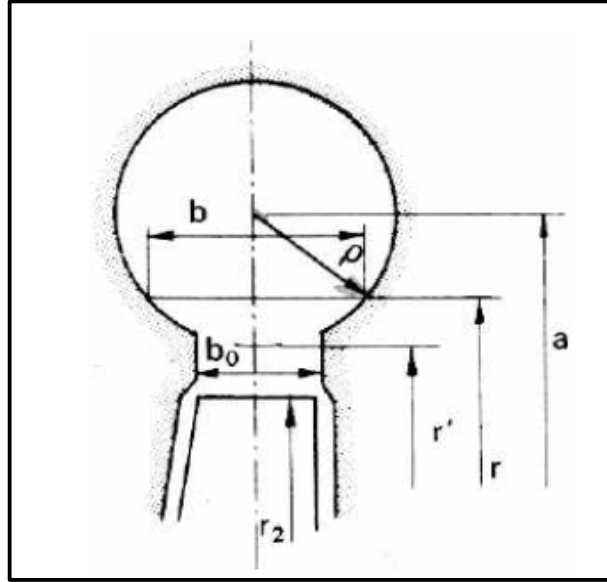


Figura 5.14 Caja espiral de sección circular

En base a la Figura 5.14 podemos deducir por Pitágoras:

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 = \rho^2 - (r - a)^2 \quad (5.35)$$

de donde

$$b = 2\sqrt{\rho^2 - (r - a)^2}$$

y sustituyendo en la ecuación general de la voluta (Ecuación 5.34)

$$\theta^\circ = \frac{720 \cdot C}{Q} \int_{a-\rho}^{a+\rho} \sqrt{\rho^2 - (r - a)^2} \frac{dr}{r} = \frac{720 \cdot C}{Q} \cdot \pi \cdot (a - \sqrt{a^2 - \rho^2}) \quad (5.36)$$

e integrando y haciendo el cambio de variable $r' = a - \rho$ obtendremos

$$\theta^\circ = \frac{720 \cdot C}{Q} \cdot \pi \cdot (r' + \rho - \sqrt{r' \cdot (r' - 2\rho)})$$

Llamando al primer término $K = \frac{720 \cdot C \cdot \pi}{Q}$, y despejando ρ tendremos la fórmula práctica:

$$\rho = \frac{\theta^\circ}{K} + \sqrt{\frac{\theta^\circ}{K} \cdot 2r'} \quad (5.37)$$

Esta última ecuación se corresponde con la de la **caja espiral de sección circular**.

La constante C se calculó previamente, por lo que sustituyendo:

$$K = \frac{720 \cdot C \cdot \pi}{Q} = 9524,04$$

Suponiendo $r' = r_{1e} = 0,561/2 = 0,281m$ y sustituyendo en la Ecuación general para las volutas de sección circular, se obtendrán los distintos radios para distintos valores de θ° , que se resumirán en la siguiente tabla:

θ°	$\rho(m)$
0	0
30	0,046
60	0,067
90	0,083
120	0,098
150	0,111
180	0,123
210	0,135
240	0,146
270	0,157
300	0,166
330	0,176
360	0,1856

Tabla 5.2 Diferentes valores del radio de la cámara espiral en función del ángulo θ

5.4.5 Corrección del diseño de la caja espiral por el rozamiento

El rozamiento en la cámara espiral en algunos casos puede ser despreciable, pero se deberá realizar un estudio del mismo para tenerlo en cuenta y observar el orden de magnitud en el que se mueve, para tenerlo en cuenta.

La ecuación de partida será la de Pfleiderer, tomada del texto de Mataix^[9]:

$$dH_{ru} = \lambda \cdot \left(\frac{1}{d}\right) \cdot \left(\frac{v_u^2}{2 \cdot g}\right) \cdot dx \quad (5.38)$$

donde dH_{ru} es el rozamiento tangencial debido al camino elemental dx ; d es el diámetro de la sección correspondiente, y λ es el factor de fricción.

El diámetro d se pondrá en función del área de la sección F , y del perímetro p , con lo que:

$$d = \frac{4 \cdot F}{p} \quad (5.39)$$

Además se puede sustituir dx por $rx d\theta$ donde r corresponde a la punta de la sección donde predomina el valor medio de la velocidad, de forma que teniendo en cuenta esto, se puede escribir:

$$dv_u = \lambda \cdot \left(\frac{p}{8 \cdot F} \right) \cdot v_u \cdot r \cdot d\theta \quad (5.40)$$

dv_u será la disminución de v_u debida al rozamiento del trayecto dx . A la disminución de velocidad v_u corresponderá un aumento de área:

$$d(\Delta F) = \left(\frac{\lambda \cdot r \cdot p}{8} \right) \cdot d\theta \quad (5.41)$$

Se podrá suponer sin demasiado error que $r_i = a + \rho$, y que el perímetro sea $p = 2 \cdot \pi \cdot \rho$. Con esa consideración, sabiendo que $a = r' + \rho$ y transformando a grados:

$$d(\Delta F) = \frac{1}{720} \cdot \pi^2 \cdot \lambda \cdot \rho \cdot (r_i + \rho) \cdot d\theta \quad (5.42)$$

con $r_i = r' + 2\rho$

Sustituyendo $\rho = \sqrt{\frac{2r_i \cdot \theta}{K}}$ e integrando queda:

$$\Delta\rho = \frac{\lambda}{1440} \cdot \left(\frac{\pi \cdot \theta \cdot r_i}{\rho} \right) \cdot \left(\frac{2}{3} \sqrt{\frac{2r_i \cdot \theta}{K}} + \frac{\theta}{K} \right) \quad (5.43)$$

Se puede despreciar el segundo término del paréntesis, por lo que se tiene:

$$\Delta\rho = \frac{\pi}{6} \cdot \lambda \cdot r_i \cdot \left(\frac{\theta}{360} \right) \quad (5.44)$$

y considerando $\lambda = 0.0475$, queda:

$$\Delta\rho = \frac{\pi}{6} \cdot 0.0475 \cdot r_i \cdot \left(\frac{\theta}{360} \right)$$

Por lo que el radio de la cámara espiral considerando pérdidas de rozamiento será:

$$\rho_{roz} = \rho + \Delta\rho \quad (5.45)$$

Siguiendo el mismo procedimiento que para el proceso anterior, los resultados quedan reflejados en la siguiente tabla en función de cada θ .

θ	$\rho(m)$	$\Delta\rho(m)$	$\rho_{roz}(m)$
0	0	0	0
30	0,046	0,0008	0,047
60	0,067	0,0018	0,068
90	0,083	0,0028	0,086
120	0,098	0,004	0,102

150	0,111	0,0053	0,1163
180	0,123	0,0067	0,129
210	0,135	0,0081	0,143
240	0,146	0,0096	0,155
270	0,157	0,011	0,168
300	0,166	0,013	0,179
330	0,176	0,015	0,191
360	0,1856	0,016	0,202

Tabla 5.3 Valores de radio de la cámara espiral teniendo en cuenta el rozamiento en función del ángulo θ

Obviamente, al tenerse en cuenta el fenómeno del rozamiento en la cámara espiral el radio será mayor, ya que para que exista una conservación del momento cinético ésta se conseguirá aumentando la sección de paso. Como puede observarse $\Delta\rho$ es despreciable frente a ρ . **Se considerarán las pérdidas por rozamiento despreciables.**

$$\rho_{roz} \approx \rho$$

5.5 Diseño del tubo de descarga

5.5.1 Función del tubo de aspiración

En las turbinas hidráulicas de reacción de todos los tipos (semiaxiales y axiales) se instala un tubo de aspiración, cuyo objeto es triple:

- Conducir la corriente ordenadamente después de haber cedido su energía en el rodete al canal de salida;
- Recuperar la altura estática de aspiración H_s (entre la salida de la turbina y el nivel río abajo), denominada a veces altura de suspensión. Se debe hacer $H_s > 0$, a fin de que el grupo turbo-alternador quede al abrigo de las crecidas. Para recuperar esta altura estática bastará un tubo de aspiración cilíndrico que creará una succión a la salida del rodete, o producirá un efecto aspirador estático, que en condiciones estáticas será exactamente igual al valor de H_s , con lo que el rodete trabajará con un salto de presión más elevado.
- Recuperar la altura dinámica de la corriente a la salida del rodete. Para ellos el tubo de aspiración ha de ser troncocónico, o de una forma tal que la secciones de paso transversales a la corriente crezcan en la dirección del flujo.

La forma de los tubos de aspiración puede ser muy diversa, ya que está íntimamente ligado a las condiciones de la propia instalación; así, podremos tener tubos de aspiración cilíndricos, troncocónicos, acodados, etc.

En el presente proyecto se ha optado por un **tubo de aspiración acodado** ya que la altura de la central al cauce de recuperación estará muy limitada y el volumen de excavación será menor, lo que conlleva un importante ahorro económico. El hecho de seleccionar un tubo acodado en lugar de troncocónico produce un peor rendimiento, lo que provoca que su forma y dimensiones deban estar cuidadosamente estudiadas experimentalmente, con ensayos de modelos, para reducir las pérdidas. El tubo difusor instalado constará de tres partes fundamentalmente (Figura 5.15):

- 1) La parte troncocónica con un ángulo del cono del orden de 14° - 18° , pudiendo ser aún mayor, hasta 22° - 24° .
- 2) El codo.
- 3) El difusor.

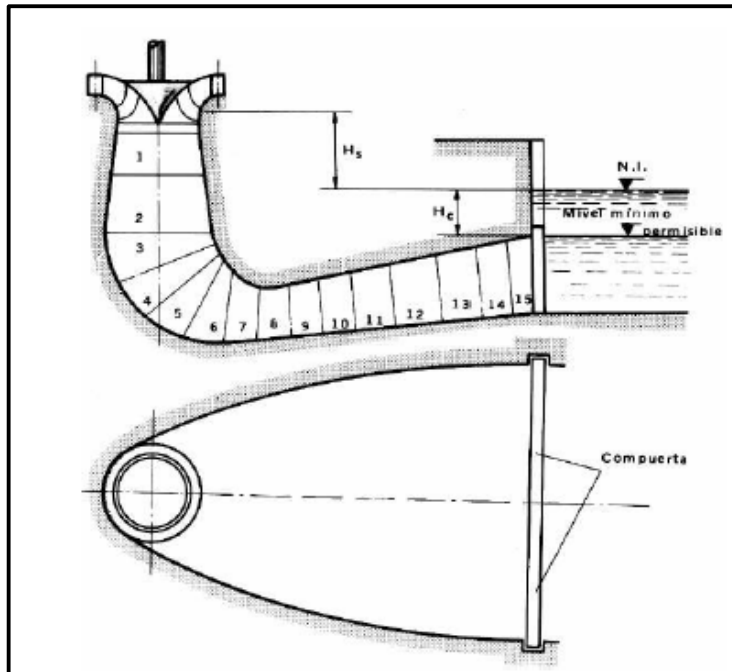


Figura 5.15 Alzado y planta del tubo de aspiración seleccionado con elevado rendimiento

La siguiente tabla muestra las dimensiones principales del tubo de aspiración acodado de la Figura 5.15 referida a una turbina hidráulica de diámetro de rodete igual a 1 m .

Tipo de turbina	Altura h (m)	Longitud L (m)	Altura a la salida a_4 (m)	Altura de la sección de salida b_4 (m)
Francis	2,4	4,5	3	1,1

Tabla 5.4 Dimensiones principales del tubo de aspiración acodado para diámetro del rodete igual a 1 m

Multiplicamos los valores de la tabla anterior por el diámetro de salida de nuestro rodete $d_{2e} = 0,519 \text{ m}$, obteniendo así la tabla para el tubo difusor correspondiente a la instalación.

Tipo de turbina	Altura h (m)	Longitud L (m)	Altura a la salida a_4 (m)	Altura de la sección de salida b_4 (m)
Francis	1,246	2,34	1,557	0,571

Tabla 5.5 Dimensiones principales del tubo de aspiración acodado para nuestro diámetro del rodete

En la Figura 5.15 se van numerando los distintos cambios de geometría del tubo de aspiración acodado y en la Figura 5.16 podemos observar los distintos cortes transversales.

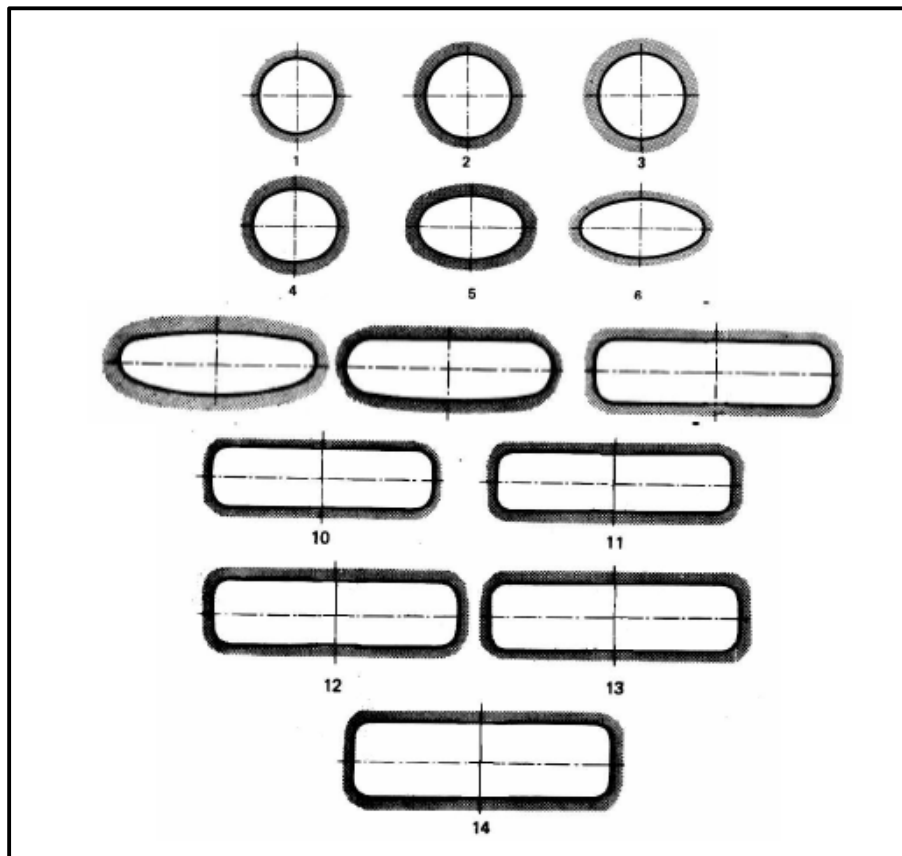


Figura 5.16 Cortes transversales del tubo de aspiración acodado de la Figura 5.xx

La Figura 5.16 indica por ejemplo, como la salida va aumentando el diámetro para facilitar el desalojo del agua que pasa por la turbina. También se contempla que las primeras secciones son circulares, pasando a partir del punto 8 a secciones más rectangulares.

5.6 Triángulos de velocidades

Tras el diseño de la turbina, contamos con valores numéricos para poder representar los triángulos de velocidad, y por tanto, hacernos una idea, de la magnitud de las velocidades que inciden sobre los álabes, a la entrada, y a la salida del rodete.

Triángulo de velocidad a la entrada

Para la representación de este triángulo, que nos dará la distribución de velocidades y ángulos de incidencia, conocemos:

- Velocidad de arrastre a la que se somete el flujo a la entrada al rodete, $u_1=22,03 \text{ m/s}$, hallada anteriormente.
- La componente meridional de la velocidad absoluta, v_{m1} , definida como:

$$v_{m1} = \frac{\eta_v \cdot Q}{\pi \cdot d_{1e} \cdot b_1} = \frac{0,98 \cdot 1,214}{\pi \cdot 0,561 \cdot 0,112} = 6,03 \text{ m/s}$$

- El ángulo α_1 no es conocido pero sí el valor de α_0 . Al estar la salida del distribuidor muy cercana a la entrada del rodete, se puede aproximar,

$$\alpha_1 \approx \alpha_0 = 18,65^\circ$$

Partiendo de estos tres valores del triángulo, se calculan los demás, quedando a la entrada del álabe la siguiente distribución de velocidades:

u_1	22,03 m/s
v_{m1}	6,03 m/s
α_1	18,65°
V_{u1}	17,76 m/s
β_1	54,7°
w_1	7,4 m/s
V_1	18,75 m/s

Tabla 5.6 Componentes del triángulo de velocidad a la entrada del rodete

Triángulo de velocidades a la salida

Son las condiciones a la salida del rodete las que nos ofrecerán la información necesaria para construir el triángulo a la salida. Hasta el momento conocemos:

- Velocidad de arrastre a la que se somete el flujo a la salida del rodete, u_2 , que se calculará como:

$$u_2 = n \cdot \frac{d_{2e}}{2} = 20,38 \text{ m/s}$$

- La componente meridional de la velocidad absoluta a la salida del rodete, v_{m2} , cuya expresión es:

$$v_{m2} = \frac{\eta_v \cdot Q}{\pi \cdot d_{2e} \cdot b_2} = 7,22 \frac{m}{s}$$

- Faltaría un dato para conseguir los tres valores que se necesitan para tener descrito el triángulo de salida. Este último valor lo podemos obtener a partir de la Ecuación de Euler:

$$g \cdot H_t = u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2} \rightarrow 9,8 \cdot 36,87 = 22,03 \cdot 17,76 - 20,38 \cdot v_{u2}$$

$$\rightarrow v_{u2} = 1,47 \text{ m/s}$$

Calculamos los demás datos del triángulo en función de estos tres, obteniendo los siguientes valores a la salida de los álabes del rodete:

u_2	20,38 m/s
v_{m2}	7,22 m/s
α_2	78,5°
v_{u2}	1,47 m/s
β_2	21°
W_2	20,24 m/s
V_2	7,37 m/s

Tabla 5.7 Componentes del triángulo de velocidad a la entrada del rodete

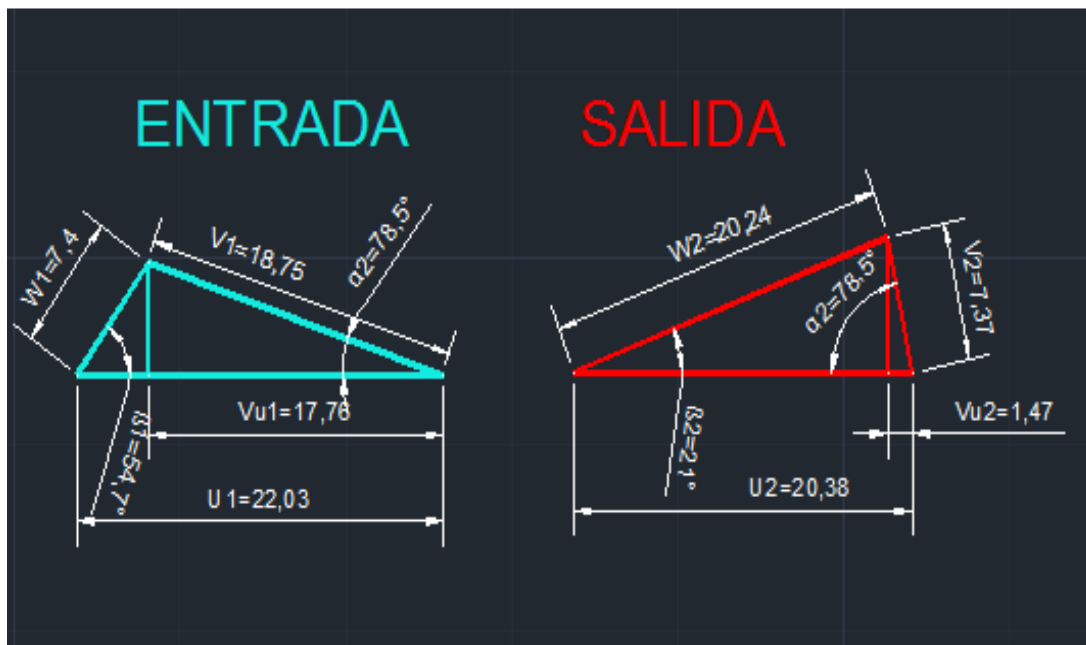


Figura 5.17 Triángulos a la entrada y a la salida de la turbina de la instalación

Capítulo 6

Curvas características de la turbina

6.1 Introducción

En este capítulo vamos a predecir el comportamiento de la turbina Francis a partir de una serie de curvas características, obtenidas mediante fórmulas y representadas gráficamente. El hecho de representar las curvas facilita conocer los rangos más útiles de funcionamiento de la turbina, predecir el comportamiento de ésta fuera del punto de diseño, viendo así si es capaz de acoplar su funcionamiento al de la instalación en cada momento. Se estudiará un primer caso con régimen de giro constante y ángulo de diseño del distribuidor fijo. En la segunda parte del Capítulo se ha variado el ángulo del distribuidor $\pm 10^\circ$.

6.2 Curvas características a velocidad de giro constante

6.2.1 Curva de altura útil

En los aprovechamientos hidroeléctricos lo más habitual es que la altura de trabajo de la turbina sea constante o con poca variación. Por las condiciones del acoplamiento a la red eléctrica a través del alternador, el régimen de giro ha de ser constante para mantener una frecuencia eléctrica fija. Así pues, al estar fijos los valores de H_n y n , el único parámetro modificable directamente es el caudal de funcionamiento, produciendo una potencia variable en función de éste:

$$P_{\text{útil}} = \eta_t \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \quad (6.1)$$

Para estudiar cómo se modifica el funcionamiento de la turbina cuando a régimen de giro constante se varía el caudal, se plantearán los triángulos de velocidad. Suponiendo condiciones uniformes en las secciones de entrada salida, se cumple:

$$\tan(\alpha_1) = \frac{v_{m1}}{v_{u1}} \quad (6.2)$$

$$\tan(\alpha_2) = \frac{v_{m2}}{v_{u2}} \quad (6.3)$$

$$v_{u2} = u_2 - \frac{v_{m2}}{\tan(\beta_2)} \quad (6.4)$$

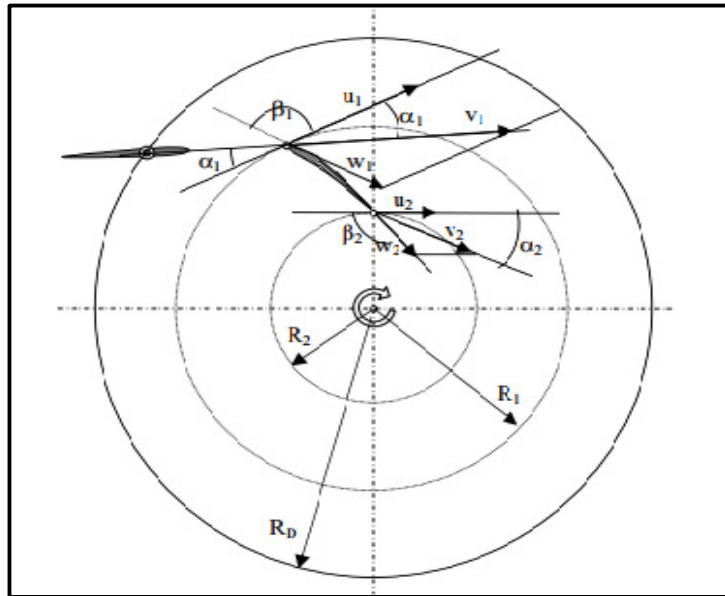


Figura 6.1 Triángulos de entrada y salida al rodete de la turbina Francis

Aplicamos la ecuación de Euler e introducimos en ella las Ecuaciones 6.2, 6.3, 6.4;

$$gH_u = u_1 v_{u1} - u_2 v_{u2} = u_1 \cdot \frac{v_{m1}}{\tan(\alpha_1)} - u_2 \cdot \left(u_2 - \frac{v_{m2}}{\tan(\beta_2)} \right) \quad (6.5)$$

Introducimos la ecuación de continuidad para conseguir estructurar la Ecuación de Euler en función del caudal:

$$Q = v_{m1} \cdot 2\pi \cdot r_1 \cdot b_1 = v_{m2} \cdot 2\pi \cdot r_2 \cdot b_2 \quad (6.6)$$

Volviendo a la ecuación de Euler,

$$gH_u = u_1 \cdot \frac{Q}{2\pi \cdot r_1 \cdot b_1 \cdot \tan(\alpha_1)} - u_2 \cdot \left(u_2 - \frac{Q}{2\pi \cdot r_2 \cdot b_2 \cdot \tan(\beta_2)} \right) \quad (6.7)$$

Simplificando:

$$\frac{gH_u}{u_2^2} = -1 + \frac{1}{u_2} \left[\frac{1}{2\pi \cdot r_2} \left(\frac{1}{b_1 \cdot \tan(\alpha_1)} + \frac{1}{b_2 \cdot \tan(\beta_2)} \right) \right] \cdot Q \quad (6.8)$$

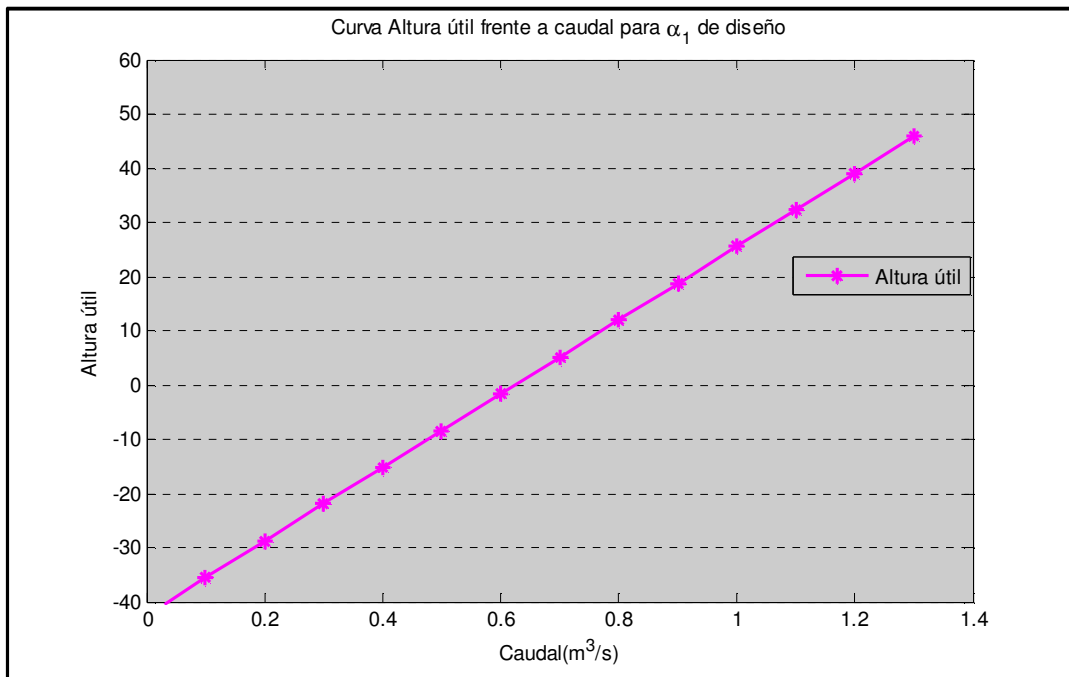


Figura 6.2 Representación de la altura útil de la turbina frente al caudal

6.2.2 Curva de altura neta (H_n)

La altura neta y por tanto toda la variación de energía mecánica específica entre las secciones de entrada y salida, se podrá obtener sumando las curvas de altura útil y las debidas a las pérdidas hidráulicas internas. Estas pérdidas hidráulicas son las debidas a la fricción del flujo en el canal de paso (crecientes con el cuadrado del canal) y las producidas por la incidencia inadecuada del flujo entre los álabes (que varían con el cuadrado de la diferencia entre el caudal real y el de diseño). Por tanto, la altura neta corresponde a la siguiente expresión:

$$H_n = H_u + P_1 + P_2 \quad (6.9)$$

siendo:

- **Pérdidas por fricción** en el distribuidor, rodete y tubo de aspiración, representadas según una parábola de Ecuación:

$$P_1 = K_1 \cdot Q^2 \quad (6.10)$$

- **Pérdidas por choque** y cambio brusco de dirección del agua al entrar en el rodete debido a la diferencia entre el ángulo β'_1 con el que el agua pretende entrar en el rodete y el ángulo β_1 de los álabes del rodete a la entrada. Estas pérdidas también variarán con el cuadrado del caudal de acuerdo con la expresión:

$$P_2 = K_2 \cdot (Q - Q')^2 \quad (6.11)$$

Las constantes K_1 y K_2 , depende de ensayos realizados a la máquina, lo cual, en nuestro caso no es posible, pero se puede acudir al texto de Pfleiderer^[10], con valores estimativos muy aceptados para estos parámetros:

$$P_1 = H_u (1 - \eta_h) \cdot \left(\frac{Q}{Q'} \right)^2 \quad (6.12)$$

$$P_2 = \frac{\phi}{2g} (u_1^2 - \mu \cdot u_2^2) \cdot \left(1 - \frac{Q}{Q'} \right)^2 \quad (6.13)$$

donde:

- ϕ es un coeficiente que varía entre 0,5 y 0,7. Se tomará un valor intermedio, $\phi = 0,6$.
- μ es un coeficiente de eliminación de trabajo, que cuantifica la desviación del flujo del rodete respecto al ideal. El texto de Pfleider nos da una expresión para las bombas, que para turbinas se puede estimar en torno a 0,9.

Con estos datos, se puede obtener la curva altura neta en función del caudal para nuestra turbina Francis,

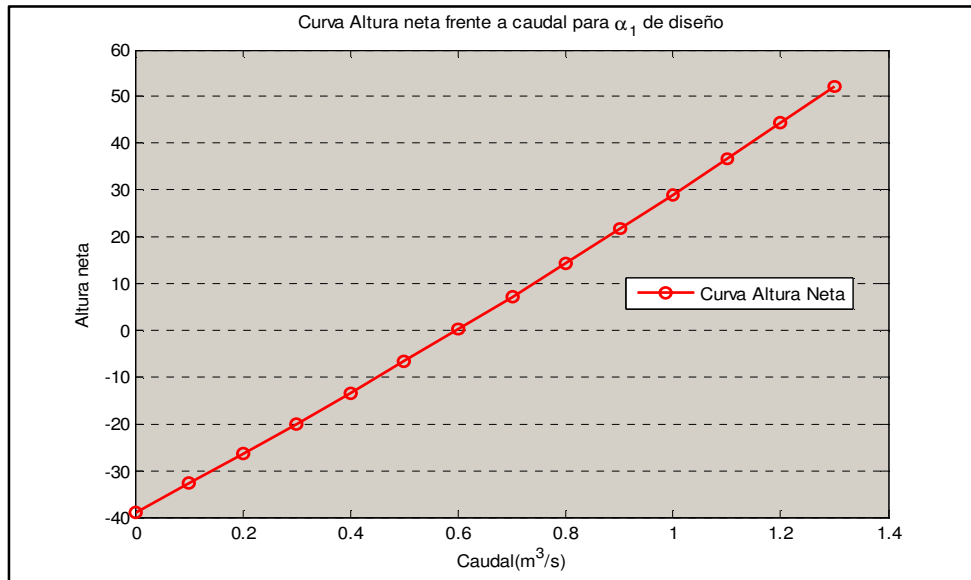


Figura 6.3 Representación de la altura neta de la turbina Francis frente al caudal

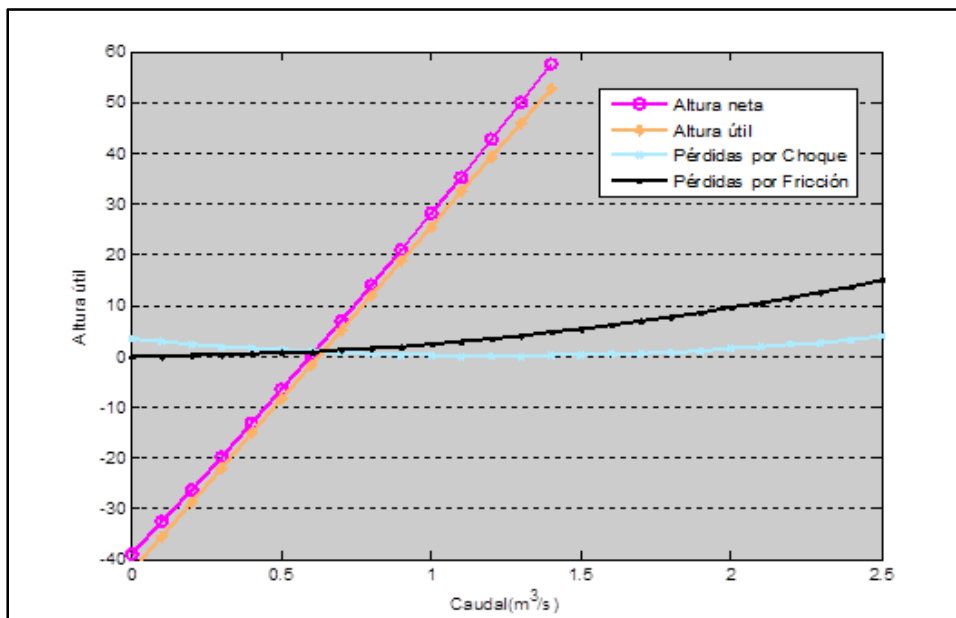


Figura 6.4 Representación de la altura neta, útil, pérdidas por fricción y choque frente a caudal

6.2.3 Curva potencia de la turbina

Una vez calculada la altura útil, se puede hallar una expresión en función de esta altura útil para conocer la potencia que suministrará la turbina:

$$\begin{aligned}
 P &= \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_h \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n = \eta_m \cdot \eta_v \cdot \frac{H_u}{H_n} \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_n \\
 &= \eta_m \cdot \eta_v \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_u \quad (6.14)
 \end{aligned}$$

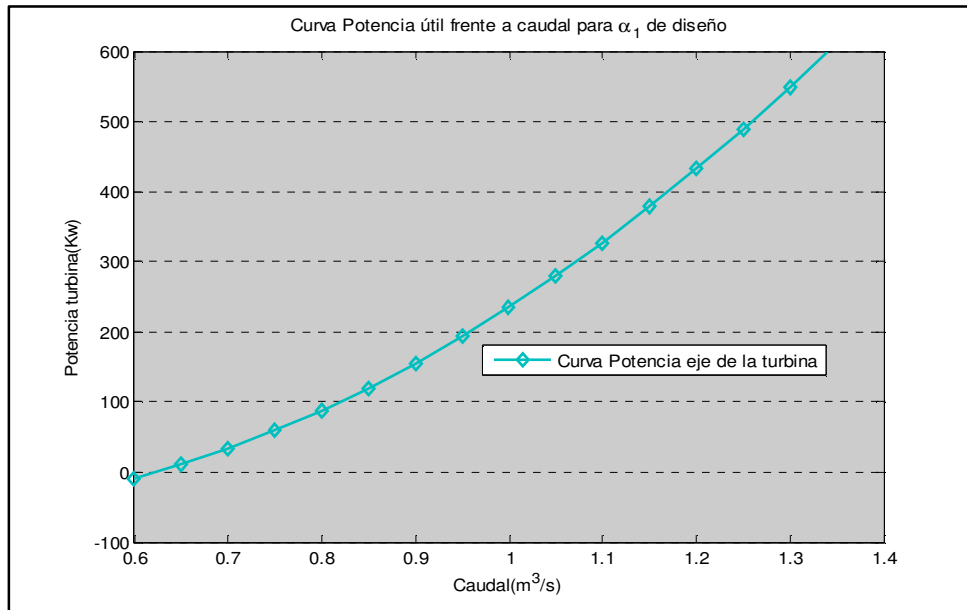


Figura 6.5 Representación Potencia turbina frente a caudal

La potencia se genera a partir del caudal de arranque, puesto que para un caudal menor al de arranque, la altura útil resulta negativa y la turbina pasaría a funcionar como bomba, lo cual no es posible en nuestra instalación.

6.2.4 Curva de rendimiento hidráulico en función del caudal

Esta curva se obtiene dividiendo el valor de la altura útil entre la altura neta. El máximo de esta curva se debe producir en el punto de funcionamiento óptimo (punto en el que se supone que no existen pérdidas por choque, al entrar el flujo en el rodete en condiciones óptimas):

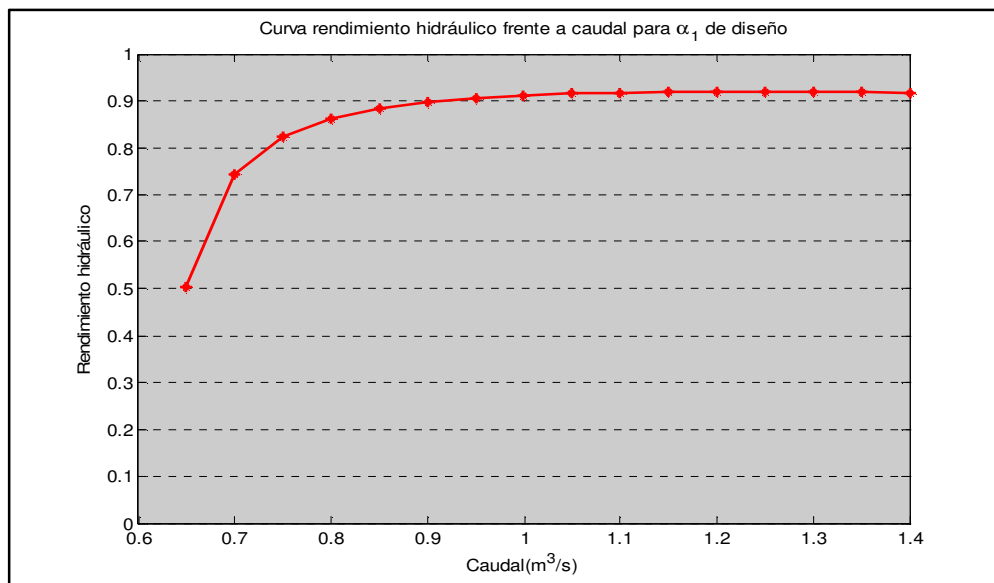


Figura 6.6 Curva rendimiento hidráulico en función del caudal

Se empieza a evaluar el rendimiento a partir del 50% del caudal de diseño, ya que nunca vamos a turbinar a un caudal inferior a $0.6 \text{ m}^3/\text{s}$. Este caudal de inicio lo denominamos caudal de arranque. Se aprecia el máximo de esta curva en el $1,2 \text{ m}^3/\text{s}$, que coincide con el caudal de diseño.

6.3 Curvas con ángulo del distribuidor variable y velocidad de giro constante

En la regulación de la turbina, las diferentes posiciones del distribuidor permitirán adaptar la turbina a la demanda eléctrica en cada momento. Las variaciones en el grado de apertura del distribuidor supondrán variaciones en el triángulo de velocidades, lo que conlleva una modificación de la altura útil.

Estas variaciones pueden mostrarse en las curvas características de la turbina manteniendo la velocidad de giro constante y modificando el grado de apertura del distribuidor.

En el presente proyecto se han obtenido las curvas características de la turbina para seis posiciones del distribuidor. Se han tomado como ángulos de apertura del distribuidor 8° , 12° , 16° , 20° , 24° y 28° . Se han tomado estos ángulos puesto que generalmente el ángulo del distribuidor no varía más de $10\text{-}15^\circ$ su posición respecto al ángulo de diseño.

Para mostrar los efectos de la variación que supone la modificación del grado de apertura del distribuidor en el funcionamiento general, se presentarán en la misma gráfica las seis posiciones. Todos los comandos de Matlab utilizados para representar las curvas se encuentran en el Anexo II.

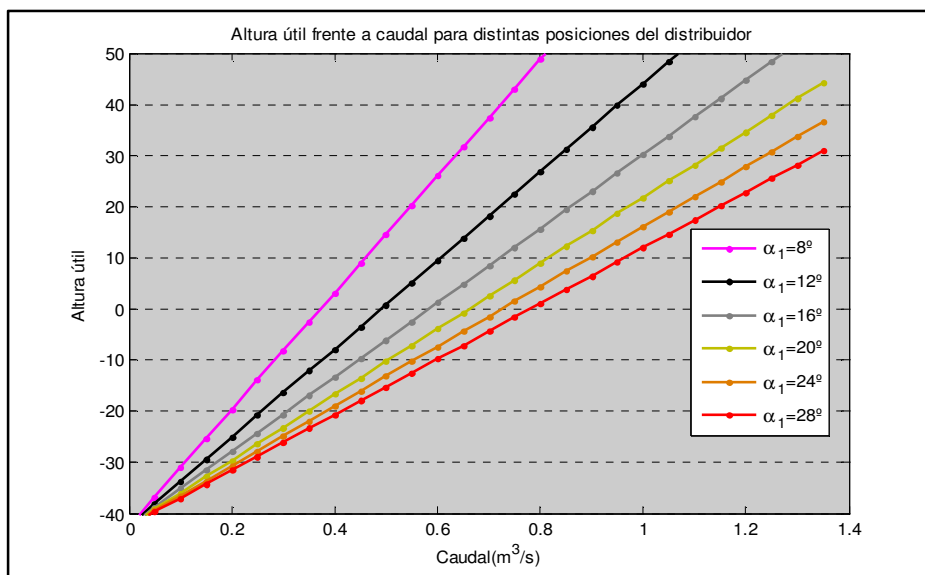


Figura 6.7 Representación altura útil frente al caudal, para distintas posiciones del distribuidor

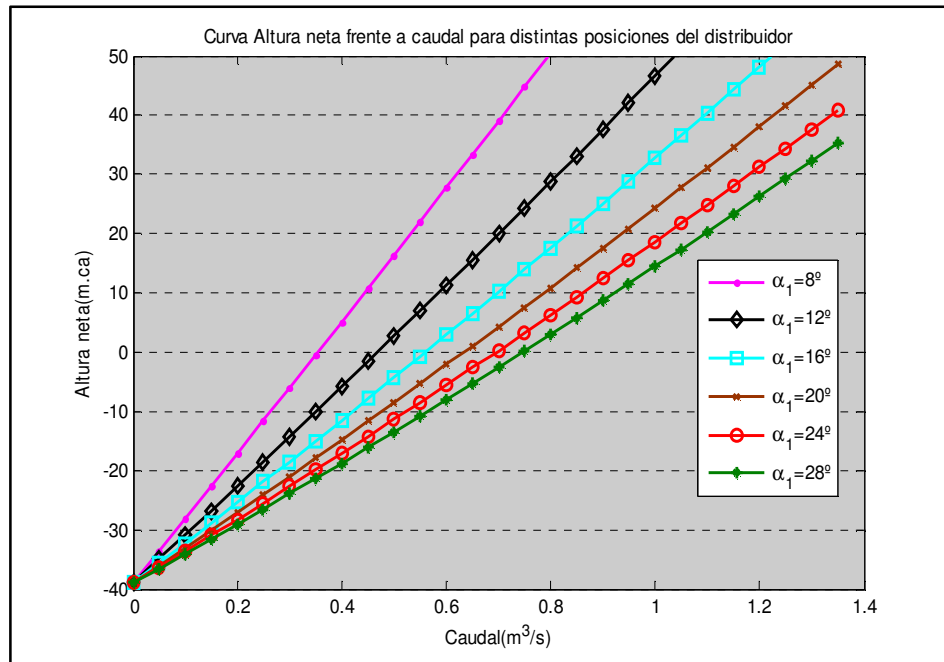


Figura 6.8 Representación altura neta frente al caudal, para distintas posiciones del distribuidor

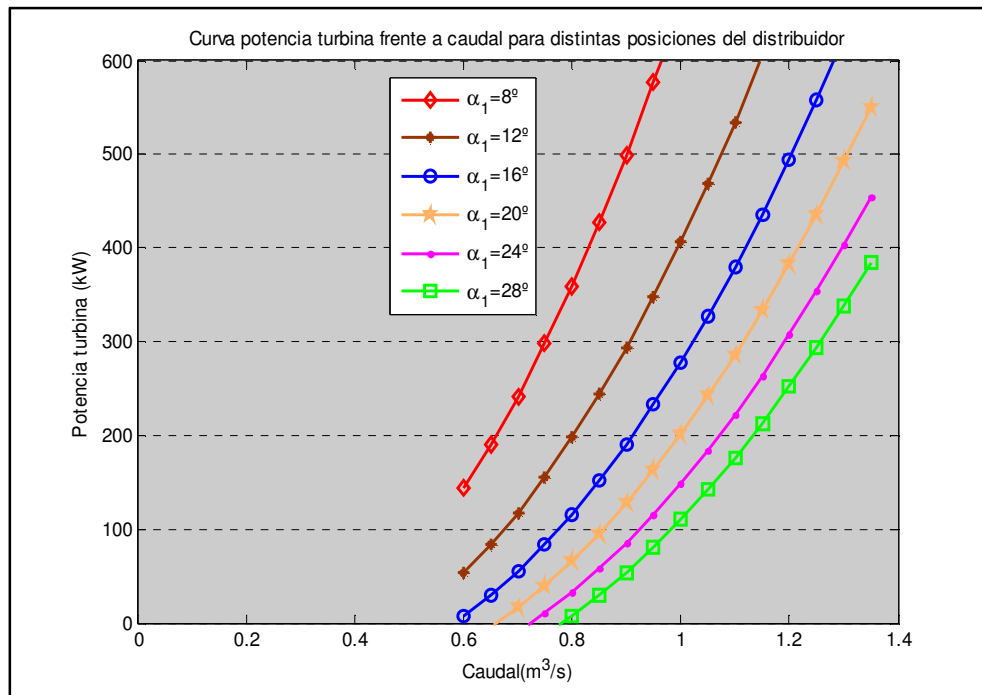


Figura 6.9 Representación de la potencia de la turbina para distintas posiciones del distribuidor frente al caudal.

La Figura 6.9 muestra la potencia nominal que tendría la turbina para cada posición del distribuidor, partiendo siempre de un caudal de arranque que será el 50 % del caudal nominal.

Capítulo 7

Estudio de viabilidad económica

7.1 Introducción. Aspectos económicos

El estudio económico tiene como finalidad evaluar la viabilidad de un proyecto, considerando, si las hubiera, las diferentes posibilidades planteadas para averiguar cuál de ellas resulta más rentable.

Un proyecto de una central mini hidráulica requiere la realización de pagos a lo largo de su periodo de vida, estimado en veinticinco o treinta años generalmente. Entre los pagos se encuentra la inversión inicial, que difiere en el tiempo gracias a la financiación externa, unas cantidades anuales fijas (seguros e impuestos que gravan los ingresos) y unas cantidades anuales variables (gastos de operación y mantenimiento).

Los ingresos de una central mini hidráulica proceden casi exclusivamente de la venta de energía generada. A diferencia de las centrales térmicas, las hidroeléctricas requieren en general una inversión mayor. Por el contrario, los costes de explotación son menores, principalmente debido a que no requiere combustible para su funcionamiento.

El coste de inversión e implantación de una central hidroeléctrica depende de diversos factores como la orografía del terreno, los accesos, el tipo de instalación, el tamaño, la potencia y el punto de conexión. Además, es preciso tener en cuenta las distintas partes del proceso y los costes que implica cada una: primero está la fase de proyecto, después viene la fase de ejecución y por último, la fase de funcionamiento.

En primer lugar se elabora el proyecto de construcción e instalación de la minicentral hidroeléctrica, donde se define el volumen de obra, el equipamiento y la potencia a instalar.

En segundo lugar se realiza la fase de ejecución del proyecto, en la que se distinguen tres aspectos que influyen decisivamente en el coste: obra civil, grupo turbogenerador, sistema eléctrico y de control. Los porcentajes correspondientes a cada partida varían según el tipo de actuación (ya sea rehabilitación o nueva construcción) y según el tipo de central (fluyente, pie de presa o canal de riego o abastecimiento).

A continuación se muestra la distribución porcentual de la inversión en una minicentral hidroeléctrica, que se ha estimado por medio de la experiencia. Estos porcentajes podrán variar:

Grupo turbogenerador	30%
Equipos eléctricos, Regulación, Control y Línea	22%
Ingeniería y dirección de obra	8%
Obra civil	40%

Tabla 7.1 Distribución porcentual de la inversión de una mini central hidráulica

La última fase es la puesta en funcionamiento de la minicentral, que implica costes de explotación, mantenimiento y reparación. Téngase en cuenta que esto incluye costes de personal, materiales de repuesto, fungibles, seguros, impuestos, tasas y gravámenes, además de los costes generales derivados de la organización y administración. El cálculo de estos costes se realiza anualmente y depende de múltiples factores como el tipo de equipo instalado, el grado de automatismo y el índice de averías. Se puede estimar que estos gastos son del orden del 2 al 5% de la inversión a realizar. En una primera estimación, la rentabilidad de una minicentral puede valorarse utilizando los siguientes índices:

- **Período de retorno simple:** es el tiempo que se tarda en recuperar la inversión.
- **Índice de energía:** es el costo del kWh generado.
- **Índice de potencia:** es el coste del kW instalado.

Basándonos en numerosos estudios del IDAE^[1] (Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía), se pueden considerar rentables aquellos aprovechamientos que

tienen valores comprendidos en los siguientes intervalos: Período de retorno: 8 – 10 años

Índice de energía: 40 – 70 cent€/kWh

Índice de potencia: 1.500 – 2.000 €/kW

En cualquier caso, para el desarrollo de nuestra instalación, será necesario realizar un estudio económico-financiero en profundidad (VAN, TIR, etc.).

7.2 Costes

7.2.1 Introducción

Desde el punto de vista de contabilidad de costes se entiende por coste como los recursos que se deben emplear para alcanzar un objetivo específico. El coste sería la medición en términos monetarios de los recursos utilizados para producir un objetivo determinado, como podría ser producir un bien o un servicio, gestionar una función en la empresa, o completar un proyecto.

Es decir, el coste medirá la cantidad de recursos que se han empleado para poner en funcionamiento la central minihidráulica del proyecto. Esta medida del coste se expresa en términos monetarios, lo que proporciona un común denominador que permite que diferentes cantidades de diferentes recursos puedan ser combinadas y agregadas para que el valor total de todos los recursos utilizados en la consecución del objetivo pueda ser determinado.

La medida de los costes siempre se relaciona con algún objetivo específico, del que se pretende medir el coste de la cantidad de recursos empleados en alcanzarlo. Este objetivo específico del que se pretenden conocer sus costes se denomina objetivo de coste. Estos objetivos pueden ser de muchas clases como productos o servicios, proyectos, actividades, áreas funcionales, departamentos o cualquier otro elemento de la realidad empresarial para la cual se quiera una medida en términos monetarios de los recursos empleados en su consecución.

7.2.2 Costes directos

Se entiende por costes directos de un objetivo de coste a aquellos costes que son directamente identificables y atribuibles a dicho objetivo de coste. Esta identificación directa entre el coste y el objetivo de coste debe poder hacerse por medio del sentido común (mediante una simple observación), o de una forma técnica (siempre que la identificación sea inequívoca y económicamente factible).

En los puntos sucesivos se exponen y explican los costes directos de nuestra instalación.

7.2.2.1 Coste de la tubería forzada

Para obtener el coste de la tubería, se obtendrá primero el peso del mismo y luego se multiplicará por los precios unitarios de material y de montaje del mismo.

Los precios empleados son los correspondientes a la empresa Tuberías Zaragoza S.L tomadas del Proyecto de Fin de Carrera de Rafael Bastida. Puesto que estos precios son correspondientes al año 2008, se les ha aplicado un aumento de un 3% anual durante cinco años, quedando unos precios unitarios de material y montaje de:

$$p_{mat} = 0,818 \text{ €/kg} ; \quad p_{mont} = 0,326 \text{ €/kg}$$

El peso de la tubería será:

$$P_{tub} = V_{tub} \cdot \rho_{tub} = \pi(e^2 + 2 \cdot R \cdot e) \cdot L \cdot \rho_{tub}$$

siendo,

- V_{tub} , el volumen de la tubería.
- ρ_{tub} , la densidad del material de la tubería, en nuestro caso acero.
- L , longitud de la tubería forzada.
- R , radio de la tubería forzada.
- e , espesor de la tubería forzada, hallado anteriormente.

Tomando la densidad del acero $\rho_{tub} = 7850 \text{ kg/m}^3$

$$\begin{aligned} P_{tub} &= \pi(e^2 + 2 \cdot R \cdot e) \cdot L \cdot \rho_{tub} = \pi(0,00604^2 + 0,93 \cdot 0,00604) \cdot 2400 \cdot 7850 \\ &= \mathbf{334627,87 \text{ kg}} \end{aligned}$$

Con este valor se podrá obtener los costes referentes al material y al montaje:

$$C_{mat} = p_{mat} \cdot P_{tub} \quad (7.1)$$

$$C_{mont} = p_{mont} \cdot P_{tub} \quad (7.2)$$

que para el caso que nos atañe:

$$C_{mat} = 0,818 \cdot 334627,87 = 273725,6 \text{ €}$$

$$C_{mont} = 0,326 \cdot 334627,87 = 109088,6 \text{ €}$$

El coste total de la tubería forzada se calcula sumando el coste de material y el coste de montaje,

$$C_{total \text{ tubería}} = \mathbf{382814,3 \text{ €}}$$

7.2.2.2 Coste de la presa

Se debe tener en cuenta que el estudio de la presa es bastante amplio, por lo que tomaremos una serie de estimaciones cercanas a la realidad. El material de la presa es hormigón, el cual tiene un coste por metro cúbico. Sabemos que la altura media de la presa es de 5 metros pues se definió en el Capítulo 3.

En cuanto a la longitud de la presa, deberá ser mayor que la del río, que es de 20 metros. Se estimará la longitud de la presa en 30 metros. Faltaría por considerar el ancho, que no tiene una sección constante debido a que la presión hidrostática es proporcional a la profundidad del líquido. La base de la presa soportará mayor presión que la parte superior. Se calculará un ancho medio que vendrá dado por la relación de esbeltez para presas de gravedad, obtenida del libro V.T. Chow^[11].

$$\beta = \frac{Ancho_{presa}}{H_{presa}} = 0,3 \rightarrow Ancho_{presa} = 1,5 \text{ m}$$

$$V_{hormigón} = 30 \cdot 5 \cdot 1,5 = 225 \text{ m}^3$$

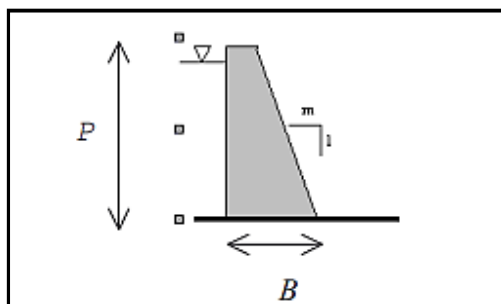


Figura 7.1 Relación de esbeltez de una presa

Ahora ya tenemos el volumen de hormigón de la presa, y podemos calcular el coste asociado. La empresa Aguas de las Cuenas Mediterráneas S.A. nos presupuesta el coste de la presa en dos partes:

- Coste de hormigón: referido a los metros cúbicos de material que se necesitará en la construcción de la presa.

$$C_{horm} = C_{metro \text{ cúbico}} \cdot m^3 = 55 \cdot 225 = \mathbf{12375 \text{ €}}$$

- Coste de mano de obra: se requiere mano de obra, como los trabajadores, herramientas, máquinas de excavación...etc para llevar a cabo el proyecto de la presa. Este coste se ha presupuestado en unos 700 €.

El coste total de la construcción de la presa será:

$$C_{tot.presa} = C_{horm} + C_{m.o} = 12375 + 700 = \mathbf{13075 \text{ €}}$$

7.2.2.3 Coste de las válvulas de compuerta

Se recuerda que nuestra instalación consta de dos válvulas de compuerta con un by-pass que regula la apertura o cierre de la válvula mediante un servomotor para evitar hacerlo manualmente. Se eligió dos válvulas porque la instalación es muy larga y con dos conseguimos tiempos de cierre adecuados.

Varias empresas han presupuestado un precio para estas válvulas. Finalmente hemos escogido a la empresa Belgicast S,L pues es la que otorgó un precio más competente.

- $C_{V.compuerta} = 703,40 \text{ €}$
- El coste total será la suma de cada válvula, pero al ser iguales, tienen el mismo coste, luego:

$$C_{total} = 2 \cdot C_{V.compuerta} = 1406,8 \text{ €}$$



Figura 7.2 válvulas de compuerta con diámetros nominales 600 y 1000mm

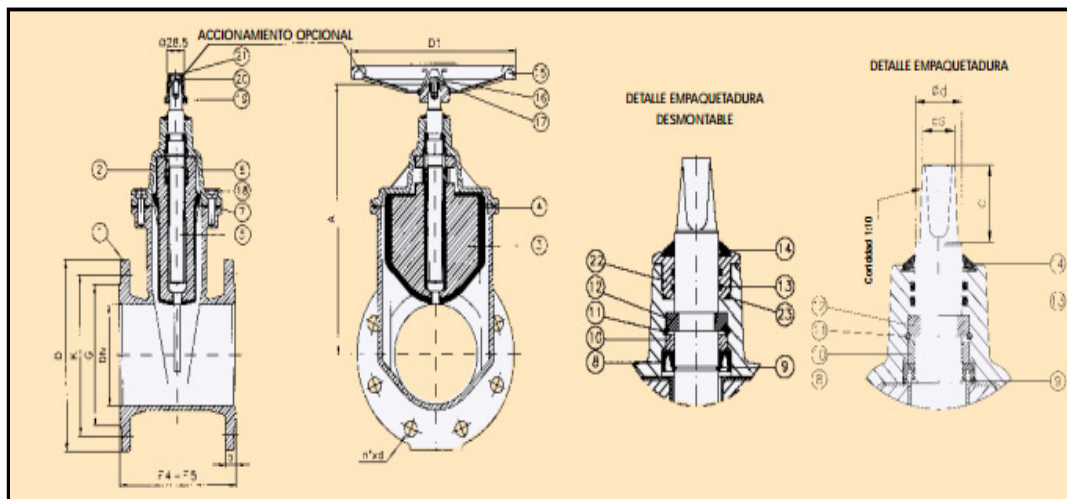


Figura 7.3 Detalles de la válvula de compuerta DN 1000

7.2.2.4 Coste de la turbina y equipos de apoyo

Para el cálculo de este coste se ha contactado con la empresa catalana “Saltos del Pirineo”, la cual nos ha proporcionado un presupuesto de una central de parámetros similares, ya que para conseguir el presupuesto exhaustivo de nuestra central nos exigen un pago previo.

A continuación se muestran las características de la supuesta turbina a instalar:

Turbina Francis de eje horizontal	
Caudal	1,20 m ³ /s
Salto neto de diseño	43 m
Diámetro del rodete	540 mm
Rendimiento turbina	90 %
Rendimiento alternador	95 %
Rendimiento total	85 %
Potencia eje turbina	455,6 kW
Potencia eléctrica	432,8 kW
Velocidad de rotación	750 rpm
Velocidad de embalamiento	1500 rpm

Tabla 7.2 Parámetros de diseño ofrecidos por la empresa “Saltos del Pirineo”

Como vemos los datos son muy similares a los nuestros, la velocidad de giro es la misma, la potencia, altura neta, caudal y diámetros del rodete son casi iguales...etc por todo ello se afirma que el presupuesto estimado que nos ofrecen será bastante cercano al real.

La empresa, actúa como fabricante y nos da los distintos valores para el rendimiento para un rango de caudales diferentes del nominal. A continuación se muestra la tabla correspondiente:

Caudal (m ³ /s)	Rend. Turbina(%)	Rend. Alternador(%)	Rend. Total(%)
Q_n	90	95	85,5
$0,9 \cdot Q_n$	89,5	95	85
$0,8 \cdot Q_n$	88	94	82,7
$0,7 \cdot Q_n$	86,5	94	81,3
$0,6 \cdot Q_n$	84,5	94	79,4
$0,5 \cdot Q_n$	81	93	75,3
$0,4 \cdot Q_n$	75	93	69,75

Tabla 7.3 Rendimiento de la instalación para distintos caudales

Como se comentaba en todo el proyecto, observamos que las turbinas Francis tienen muy buenos rendimientos para caudales alejados del nominal, lo cual nos permite movernos en un amplio margen de caudales.

Se detallan a continuación las generalidades de los equipos que la empresa ha ofertado, ilustrándolos con imágenes:

- Turbina tipo Francis mediante eje horizontal, alimentación mediante cámara espiral.
- Directrices móviles.
- Acoplamiento directo al alternador sin necesidad de multiplicador.
- Conjunto de cojinetes independientes consiguiendo un acceso fácil a la maniobra de directrices, permitiendo realizar un montaje en taller de toda la turbina y la utilización de un alternador estándar.
- Chasis mecano soldado, mecanizado para el montaje de la turbina, eje y alternador que permite un alineamiento en fábrica, reduciendo tiempo.
- Fijación mediante tirantes regulables y placas embebidas en el hormigón.
- Cierre de turbina desmontable con sistemas de directrices.
- Tortillería interior en acero inoxidable A2.
- Cajas de bornes para conexiones eléctricas.
- Cableado e instalaciones hidráulicas realizadas en el taller.
- Material completamente montado en la empresa instaladora, y parcialmente desmontado para el transporte.

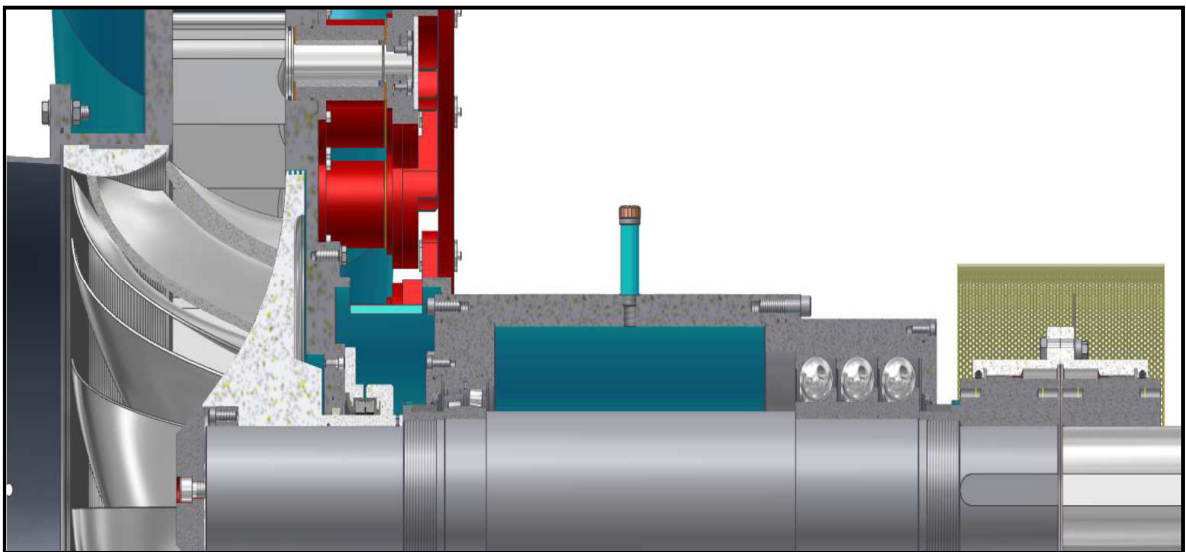


Figura 7.4 Modelo de Turbina y tubo de aspiración

Cámara espiral

- Cámara espiral mecano-soldada en acero S235JR, espesor 6 mm.
- Revisión y eliminación de sedimentos de todas las soldaduras.
- Cámara espiral probada en un taller a 15 bar durante 12 horas.

- Predirectrices perfiladas mediante control numérico y mecanizado.
- Vaciado de cámara mediante conducto de diámetro 60 *mm*.
- 2 tapas de visita diámetro 300 *mm*.
- Válvula y purgador de aire con llave de aislamiento.
- Elementos de mantenimiento.
- Zonas de control de calado del rodete.



Figura 7.5 Cámara espiral de la empresa “Saltos del Pirineo”

Rodete Francis

- Rodete de fundición en una sola pieza, acero inoxidable 13.4.
- Palas amoladas manualmente
- Controles durante la fabricación de residuos del material.
- Laberintos fijos reemplazables en el manto del rodete.
- Fijación al eje mediante cierre expansivo tipo TLK200. Alojamiento de la grasa del cierre. Factor de servicio 2 mínimo.

Procedimiento para la realización del rodete

- Realización de un modelo en madera por un modelador especializado.
- Procedimiento en fundición especializada METOVER (Lyon)
- Realización de las fichas de los materiales: análisis químico y mecánico del producto utilizado.
- Revisión y reparaciones eventuales del rodete.
- Tratamiento térmico de distensionamiento.
- Mecanizado completo del rodete.
- Amolado manual de todas las palas del rodete.
- Control dimensional tradicional.
- Montaje del rodete en la cámara espiral.
- Adaptación de las medidas de montaje.
- Un nuevo tratamiento térmico en caso de modificaciones importantes.
- Control de holguras

Directrices

- Directrices mecanizadas de acero inoxidable 13.4.

- Cojinete de directrices mediante producto sintético auto lubricante.
- Estanqueidad de los ejes de las directrices mediante junta hidráulica.
- Abertura de las directrices mediante cilindro hidráulico de doble efecto.
- Cierre sin energía mediante cilindro hidráulico y acumulador calculado para 2 maniobras completas.
- Cierre controlado de las directrices mediante deslizamiento calibrado.

Procedimiento de fabricación de las directrices

- Realización de un modelo en madera por un modelador especializado.
- Procedimiento en fundición especializada METOVER (Lyon)
- Control dimensional tradicional.
- Montaje de las directrices.
- Revisión y reparaciones eventuales.
- Tratamiento térmico de distensionamiento.
- Mecanizado completo de directrices.
- Control dimensional.
- Control de holguras.



Figura 7.6 Vista de las directrices de una turbina

Eje de la turbomáquina

- Eje en acero mecánico C42, lleno, sin soldaduras.
- Acoplamiento de unión entre turbina y alternador de tipo semielástico, fabricación KTR GEAREX. Factor de servicio mínimo 2.

Línea del eje

- Cojinete monobloc separado de la vena de agua
- Anillo de montaje en acero 35CD4 de INA cromado rectificado a la derecha de las juntas de estanqueidad del cojinete.
- Cálculo de rodamientos para una vida teórica de unas 100.000 horas.
- Primera velocidad crítica superior a 1,5 veces la velocidad nominal.
- Orificio de relleno y vaciado del aceite
- Acoplamiento de unión (entre turbina y generador) de tipo semi-elástico, fabricación KTR, calculado con un factor de servicio mínimo de 2.

- Protección del acoplamiento.

Protección anti-corrosión

- Protección exterior anticorrosión mediante drenaje Sa 2.5 seguido de una capa de imprimación epoxy zinc, y de dos capas de pintura epoxi, espesor total 200 micras.
- Protección interior anticorrosión mediante drenaje Sa 2.5 seguido de una capa de imprimación epoxy zinc, y de dos capas de pintura bituminosa epoxi, color negro, espesor total 250 micras.

Aspiración

- Aspiración metálica en dos partes para la conexión de la turbina y el canal de salida.
- Trampilla de inspección, diámetro 350 mm
- Fabricación en acero de 6 mm de espesor, construcción mecano-soldada. Diámetro de entrada adaptado al tamaño del rodete. Diámetro de salida hidráulicamente adaptado. Bridas de entrada e intermedias. Tornillería tipo ZB
- Protección exterior anticorrosión mediante drenaje Sa 2.5 seguido de una capa de imprimación epoxy zinc, y de dos capas de pintura epoxi, espesor total 200 micras.
- Protección interior anticorrosión mediante drenaje Sa 2.5 seguido de una capa de imprimación epoxy zinc, y de dos capas de pintura bituminosa epoxi, color negro, espesor total 280 micras.
- Junta RENZIT entre las 2 partes de la aspiración.

Alternador

- Alternador síncrono 450/550 (kW/kVA)
- Eje horizontal, forma B3, con patas.
- Velocidad nominal 750 rpm.
- Velocidad de embalamiento 1500 rpm.
- Clase de calentamiento: B (80°C), protección IP23
- Tensión nominal 400V, 50Hz.
- Refrigeración natural mediante ventilador integrado.



Figura 7.7 Vista del alternador utilizado

- Resistencia de calentamiento.

La empresa nos ofrece una serie de prestaciones asociadas tipo estudios técnicos, ensayos en taller, montajes, garantías, transportes...etc, lo cual se incluye en el Anexo III.

Turbina Francis	Incluido	
Conducción entrada	Incluido	
Aspiración	Incluido	
Central Hidráulica	Incluido	
Ayuda técnica	Incluido	
Premontaje en taller	Incluido	
Transporte	Incluido	
Montaje	Incluido	
Obra civil	Incluido	
Reglajes y ensayos	Incluido	
	Total turbina	347.500 €

Tabla 7.4 Presupuesto de la turbina completa

La empresa no proporciona el precio desglosado de cada parte de la instalación pero si el precio final y todo lo que incluye como se muestra en la Tabla 7.4. El precio de las obras realizadas por esta empresa asciende a trescientos ochenta y siete mil quinientos euros.

7.2.2.5 Coste de equipos eléctricos de control

Los equipos eléctricos de control y potencia necesarios para la conexión del generador con la red de la Compañía en M.T. son necesarios para poner en funcionamiento la central. Dentro de estos también se incluye equipos automatizados que por medio de programación, envían señales a dispositivos móviles, ordenadores u otros aparatos siempre que se produzca una anomalía en la central. Tendrá un coste según la empresa que nos ha presupuestado de entre 150.000 y 160.000 €. El precio exacto se fijaría una vez estudiado por la empresa "Saltos del Pirineo" el proyecto de la central a fondo. Como esto no es posible, se tomará un valor intermedio, **155.000 €**.

Los equipos más destacados en este apartado son los cuadros eléctricos de B.T. , las celdas de M.T., y un transformador seco.



Figura 7.8 Equipos eléctricos de control y potencia proporcionados para la mini-central por la empresa “Saltos del Pirineo”

7.2.2.6 Coste del alternador

El **alternador** ofertado por la empresa “Saltos de Pirineo” es de tipo síncrono 450/550 (kW/kVA) y está presupuestado en **40.000 €**. Este aparato se encargará de transformar la energía mecánica en eléctrica, generando una corriente alterna mediante inducción electromagnética.

Su rendimiento es del **95 %**, de los más altos que existen en el mercado

7.2.2.7 Otros costes



Figura 7.9 Limpiarrejas situado en el río Henares proporcionado por la empresa “Saltos del Pirineo”

Como se comentó anteriormente, es necesario incluir unas **rejas y un limpiarrejillas** para la instalación. El coste de un limpiarrejillas y rejas para este caudal está presupuestado en **20.000 €** (no incluido IVA, pero si montaje, canal de limpieza y bomba de limpieza). Hemos supuesto que el canal no llevará arrastre de troncos ni objetos de grandes dimensiones. De ser así, el limpiarrejillas debería ser de brazo hidráulico y por lo tanto de mayor coste.

7.2.3 Costes operativos o indirectos

Coste indirecto es aquel coste que afecta al proceso productivo en general de uno o más productos, por lo que no se puede asignar directamente a un solo producto sin usar algún criterio de asignación. Es decir, no lo podemos asignar únicamente, a una unidad de referencia concreta. Sino a criterios más generales, que dependen en cierta manera del tipo de producción. Como el gasto de electricidad, agua, climatización, etc. de un proceso de producción. Están en contraste con el coste directo.

Para este proyecto el coste indirecto principal será el asociado al mantenimiento de la central y todos sus elementos.

7.2.3.1 Costes de mantenimiento

El plan de mantenimiento está previsto para conocer el estado actual y la evolución futura de los equipos principales de la central, obteniendo la máxima información de cómo el funcionamiento afecta a la vida de la turbina, del generador...etc con el objetivo de detectar cualquier anomalía antes de que origine un grave daño y una parada no programada.

El mantenimiento en las turbinas Francis depende del tipo de salto. Para las turbinas que trabajan con un salto de 1 a 20 metros de altura y a la orilla de ríos que provienen de uno o varios lagos, bastará una revisión cada 4 o 5 años; si estas mismas turbinas trabajasen con agua que contuviese mucha arena deberían ser revisadas al menos, cada 2 años. Para saltos mayores de 20 mts, deberá practicarse una revisión anual. La primera revisión después de la puesta en servicio permitirá fijar los intervalos de tiempo en los que habrá de efectuar las sucesivas revisiones.

La revisión se extenderá a los siguientes puntos:

- Estado del intersticio de la circunferencia de la rueda, es decir, importancia del juego existente entre el rodete y el distribuidor.
- Estado de los laberintos circulares, de los álabes móviles, del codo de aspiración y de la envolvente de la turbina a la salida de los canales de la rueda.
- Estado de los anillos de protección del distribuidor y de la superficie de los álabes distribuidores.

Las erosiones se reparan por medio de la soldadura y del pulido consiguiente.

Cuando el juego de los ejes de los álabes distribuidores, en su soporte, exceda de 0,5mm habrá que igualar los referidos ejes sustituyendo los casquillos de modo que el juego quede disminuido.

El juego normal de los laberintos circulares varía entre 0,5 y 1 mm, pero conviene que sea el menor posible para elevar el rendimiento de la turbina y para que disminuya su desgaste.

Si los anillos de blindaje del distribuidor se corroen, habrá que igualarlos al torno y suprimir el juego resultante por medio de cuña de chapa de grosor conveniente; para esto, como se comprende, es necesario que dichos anillos tengan todavía el espesor suficiente, porque en caso contrario deberán sustituirse.

La zona sujeta a fácil corrosión se encuentra al borde de salida del rodete, y al comienzo del tubo de aspiración. En las turbinas modernas se disponen en este lugar anillos intercambiables de material muy resistente. Cuando no existan estos anillos serán necesarios colocarlos posteriormente o bien se protegerán las partes atacadas con un revestimiento de chapa de acero inoxidable.

Los casquillos de las bielas de regulación deberán sustituirse cuando presenten un juego mayor a 0,5 mm.

Las pérdidas de agua a lo largo de los ejes de los álabes pueden suprimirse cambiando los manguitos de cuero de los mismos.

La elevación de la velocidad de una turbina Francis cuyo distribuidor se halle completamente cerrado, es una excelente indicación del estado del mismo y pone también de manifiesto el momento en que debe efectuarse la revisión del mecanismo de regulación y del interior de la turbina.

Los choques que se observen en el tubo de aspiración al poner en marcha la turbina, pueden suprimirse introduciendo aire en el mismo. Si se trata de un codo de aspiración, la introducción del aire se efectuará, lo más cerca posible de la rueda motriz y en el radio de curvatura interior; pero si el tubo de aspiración fuera recto se introducirá el aire inmediatamente a la salida de la rueda motriz. Para este objeto las construcciones modernas prevén un espacio anular especial.

Cuando las turbinas Francis trabajan con saltos elevados, pueden vibrar anormalmente en ciertas condiciones de carga que se remedian en las formas siguientes:

- Comprobar si la rueda está bien centrada en el distribuidor, y en caso necesario se taladrarán agujeros que permitan comprobar la medida del intersticio sobre dos diámetros perpendiculares.
- Comprobar el acoplamiento del generador.
- Comprobar la eficacia del dispositivo de entrada de aire en el tubo de aspiración.
- Verificar el juego del soporte, el cual deberá reducirse a 1/1000 de su diámetro, comprobando también si los cojinetes descansan sin juego alguno en el cuerpo

del soporte. Esta medida es muy importante en las turbinas de cámara espiral, a la que el agua llega horizontal u obligadamente de abajo a arriba.

- Comprobación de la dilatación longitudinal del eje (debida al recalentamiento de los soportes y desplazamiento eventual de la rueda motriz), elevando o bajando ligeramente el soporte exterior del alternador (esto sólo cuando el grupo no tenga más de dos soportes).
- Verificar la abertura dada por dos paletas directrices consecutivas, cambiando sus palancas de regulación y las bielas que las accionan. Esta medida puede obtener éxito, tanto si se trata de turbina de eje horizontal como de eje vertical.

Cuando se presentan irregularidades en la marcha de una turbina, antes de llevar a cabo las comprobaciones precedentes, deberá procederse a inspeccionar cuidadosamente su interior a fin de determinar si dichas irregularidades se deben a cuerpos extraños que se encuentran en la espiral, en el distribuidor o en el rodete y que impiden el paso regular del agua, impidiendo la normalidad.

El coste de mantenimiento se calculará en función de la siguiente expresión obtenida del IDAE^[1]:

$$\text{Mantenimiento}_{\text{año}} = 450 \times \sqrt{\text{Pot. neta (kW)}} \quad (7.3)$$

En el caso del proyecto, nuestra potencia instalada sería lo que hemos llamado potencia neta:

$$\text{Mantenimiento}_{\text{año}} = 450 \times \sqrt{484.69} = 9907,05 \text{ €}$$

7.3 Ingresos

Primero debemos conocer la energía que se estima que generará la central minihidráulica; para ello se ha estudiado la energía generada en los años 2010, 2011 y 2012, teniendo en cuenta la potencia y las horas de funcionamiento en todo el año, que como puede verse en el Anexo I, resulta la siguiente:

Año	Energía anual (MWh/año)
2009-2010	1774,841
2010-2011	1923,473
2011-2012	996,874

Tabla 7.5 Energía producida anualmente

Estos tres últimos años son los más representativos, pues tenemos un año con muy pocas precipitaciones, en el que la central estuvo bastante tiempo parada, otro año más común, y otro con muchas precipitaciones llegando a alcanzar incluso los 2000 MWh/año, que es gran cantidad de energía para una central de estas características. Con los datos de la Tabla 7.5 se calculará una media que da una buena aproximación de un "año medio de referencia", que será la que supondremos tener todos los años de vida de la instalación.

- Energía media anual producida = 1580 MWh/año

La energía que nos interesa realmente es la energía media anual vertida a la red, pues será la que nos compen. Esta energía se calcula multiplicando la producida por el rendimiento del alternador, que según nos ha proporcionado la empresa "Saltos del Pirineo" es del 95%, luego:

$$\text{Energía media anual vertida a red} = 0,95 \cdot \text{Energía media anual producida} \\ = \mathbf{1501 \text{ MWh/año}}$$

Ahora que tenemos la energía, necesitamos conocer el precio del kWh para poder calcular los ingresos anuales de la central. Para llevar a cabo los cálculos se realizará el supuesto de que la central se acoge a la tarifa regulada. Las comercializadoras ofrecen un precio fijo por kWh durante los primeros 25 años. Estos ingresos están en torno a **0,14 €/kWh**.

Se calcularán los ingresos anuales como:

$$\text{Ingresos}_{\text{anuales}} = \text{Energía} \cdot \text{Precio del kWh} \quad (7.4)$$

$$\text{Ingresos}_{\text{anuales}} = 1501000 \text{ kWh} \cdot 0,14 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} = \mathbf{210140 \text{ €}}$$

A partir de estos ingresos y costes calcularemos los diferentes parámetros económicos que nos dirán si la instalación de la central minihidráulica es viable o no.

7.4 Presupuesto final

Ahora que ya se han definido todos los costes de la mini central, vamos a calcular el presupuesto final, es decir, cuál debe ser la inversión para poder llevar a cabo el proyecto de la construcción de la mini-hidráulica.

Turbina y complementos	347.500 €
Alternador	40.000 €
Válvulas de compuerta	1.406 €
Presa	13.075 €
Tubería de conducción	382.814 €
Cuadro eléctrico	155.000 €
Rejas y limpiador	20.000 €
Mantenimiento	9.907 €
Inversión Inicial (IVA no incluido)	969.702 €
Inversión Inicial (IVA incluido)	1.173.340 €

Tabla 7.6 Inversión total necesaria para llevar a cabo el proyecto

El presupuesto para la construcción de la central mini hidráulica en la cuenca del río Tormes asciende a **un millón ciento setenta y tres mil trescientos cuarenta euros**.

7.5 Análisis de rentabilidad

7.5.1 Introducción a los medidores de rentabilidad

Para considerar la rentabilidad de una central hidroeléctrica, se deben estudiar los medidores generales que se tienen en cuenta en cualquier inversión (VAN, TIR, periodo de retorno de la inversión), además de ciertos índices como el de potencia y energía muy utilizados en inversiones de generación de electricidad. Si la mayoría de éstos medidores de rentabilidad salieran dentro de un rango correcto, significará que la inversión es rentable y se puede llevar a cabo.

Para este estudio se van a considerar los siguientes aspectos:

- Inversión inicial: la suma de los pagos por la adquisición de los distintos aparatos, la puesta en servicio de la central, y el mantenimiento del primer año. El valor de la inversión inicial es de **1.173.340 €**.
- Pagos: los realizados a lo largo del periodo de operación por mantenimiento y operación.
- Vida útil de proyecto: se tomarán los primeros 25 años.
- Impuestos: se tomará un IVA del 21%.
- Índice de precios al consumo: se tomará un 2,5% de IPC.
- Tasa de interés : se tomará una tasa de interés del 5%.

7.5.2 Índice de potencia

Se define el índice de potencia como el cociente entre la inversión inicial y la potencia instalada. Se emplea para comparar diferentes proyectos. La potencia instalada de la central del proyecto es de 484,69 kW y la inversión inicial, calculada en el presupuesto, es de 1.173.340 €. Con estos datos se obtiene el índice de potencia siguiente:

$$I.P. = \frac{1.173.340}{484,69} = 2420,8 \text{ €/kW}$$

Se observa que el valor obtenido se sale del rango que el instituto IDAE^[1] considera correcto para obtener una buena rentabilidad. Desde el punto de vista del índice de potencia, el proyecto no es viable, pero se deben estudiar otros parámetros diferentes.

7.5.3 Índice de energía

Tras calcularse la energía que produce la central a lo largo del año medio representativo, se define el índice de energía como el cociente entre la inversión inicial y la energía producida al año. Su valor es el siguiente:

$$I.E. = \frac{1.173.340}{1.580.000} = 0,7 \text{ €/kWh}$$

Este valor está en el límite del intervalo de índice de energía que proporciona el instituto IDAE^[1].

7.5.4 VAN (valor actual neto)

El **valor actual neto**, también conocido como valor actualizado neto o valor presente neto (en inglés *net present value*), cuyo acrónimo es VAN (en inglés, NPV), es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. La metodología consiste en descontar al momento actual (es decir, actualizar mediante una tasa) todos los flujos de caja futuros del proyecto. A este valor se le resta la inversión inicial, de tal modo que el valor obtenido es el valor actual neto del proyecto.

El método de valor presente es uno de los criterios económicos más ampliamente utilizados en la evaluación de proyectos de inversión. Consiste en determinar la equivalencia en el tiempo 0 de los flujos de efectivo futuros que genera

un proyecto y comparar esta equivalencia con el desembolso inicial. Cuando dicha equivalencia es mayor que el desembolso inicial, entonces, es recomendable que el proyecto sea aceptado.

La fórmula que nos permite calcular el Valor Actual Neto es:

$$VAN = -I + \sum_{k=1}^n \frac{CF}{(1+i)^k} \quad (7.5)$$

- I: desembolso inicial, en nuestro caso la inversión que es necesaria para acometer el proyecto.
- k: Vida útil de la instalación.
- CF: flujo de caja.
- i: tasa de interés. Generalmente se toma entre un 5 y un 8%.

7.5.5 TIR (Tasa interna de retorno)

Tasa de interés que hace nulo el valor actual neto. En la expresión del VAN se tendría lo siguiente:

$$0 = -I + \sum_{k=1}^n \frac{CF}{(1+TIR)^k} \quad (7.6)$$

El TIR se puede tomar como la tasa de interés que el proyecto es capaz de proporcionar. Entre dos proyectos, será más rentable el que presente un TIR más alto.

En la Tabla 7.7 que se muestra a continuación, se ha calculado el VAN y TIR, para hallar a partir de qué año la instalación empezará a general beneficios. Para este cálculo se ha tenido en cuenta:

- Se han estudiado dos casos para el cálculo del VAN: el primero y más favorable, que la tasa de interés esté en un 5%, y el segundo caso y más desfavorable, una tasa de interés del 7,5%.
- Puesto que tanto los ingresos como los gastos incluyen el IVA, el flujo de caja se considerará la diferencia entre ambos.
- Se considera una vida de la instalación de 25 años, pero solo calculamos los parámetros económicos para los primeros 10 años, **pues si empezamos a generar beneficios pasados estos 10 años, el proyecto se consideraría no rentable.**
- Como se dijo anteriormente, se ha aplicado un IPC anual de 2,5%.

Año	Ingresos (€)	Gastos (€)	Flujo caja (€)	VAN (i=5%)	VAN (i=7.5%)	TIR (%)
Inicio	0	0	0	-1.173.000	-1.173.000	-100
1	210.140	9.907	200.233	-935.849,4	-918.210,9	-82,9
2	215.393,5	10.154,68	205.238,82	-758.556,4	-753.001,7	-48,8
3	220.778,34	10.408,54	210.369,8	-585.484,7	-595.476,7	-26,3
4	226.297,8	10.668,75	215.629,05	-416.533,6	-445.278,5	-12,3
5	231.955,24	10.935,47	221.019,77	-251.605,3	-302.066,2	-3,5
6	237.754,12	11.208,86	226.545,26	-90603,82	-165.514,9	2,5
7	243.697,97	11.489,08	232.208,89	66.564,3	-35.314,8	6,6
8	249.790,42	11.776,31	238.014,11	219.990,3	88829,4	9,5
9	256.035,18	12.070,71	243.964,47	369.763,3	207.199,5	11,7
10	262.436,06	12.372,49	250.063,57	515.970,3	320063,9	13,3

Tabla 7.7 Cálculo del VAN y TIR de los 10 primeros años de la instalación

Tras el cálculo de los parámetros económicos VAN y TIR del proyecto, podemos concluir que:

- En cuanto a la TIR, a partir del **sexto año** de vida, el proyecto es capaz de proporcionar una tasa de interés positiva de un 2,5%. En el año décimo, esta tasa de interés es el 13,3%, un interés muy bueno.
- Para el VAN, suponiendo un interés del 5%, la inversión se recuperaría en el **séptimo año**, y para un interés más alto, del 7,5%, la recuperación de la inversión sería al **octavo año**.

Basándonos en el estudio del instituto IDAE^[1], que se expone en el Apartado 7.1 de este mismo Capítulo, una instalación hidráulica se considera rentable si su periodo de recuperación es menor de diez años. Por lo tanto, **desde el punto de vista del VAN y la TIR, se puede afirmar que el proyecto es rentable.**

Capítulo 8

Conclusiones

8.1 Conclusiones del proyecto

El objeto de este proyecto ha sido el diseño y estudio de viabilidad de una mini-central hidráulica en el pueblo Hoyos del Espino en la provincia de Ávila. A partir de la confluencia de tres arroyos afluentes del Tormes, se ha conseguido generar **0,5 MW** de potencia. La idea de este proyecto surge por dos motivos, el primero, la necesidad de España y Europa de potenciar energía limpia, libre de CO₂, con el fin de cumplir el **Objetivo 20-20-20**, y por otra parte, se busca con este estudio **satisfacer la necesidad eléctrica completa del pueblo Hoyos del Espino**.

Uno de los aspectos fundamentales de este proyecto es el estudio del recurso hidráulico. Gracias a los datos de caudales diarios de los últimos doce años, proporcionados por los Técnicos de la Confederación Hidrográfica del Duero^[2] (CHD) se han podido realizar estudios estadísticos para facilitar un caudal medio de paso para el río. Este proyecto ha tenido muy en cuenta la necesidad de dejar un el río un caudal mínimo, denominado formalmente “Caudal Ecológico”, para conservar el ecosistema de la zona del Duero, preservar el paisaje, conservar agua para el regadío...etc. En definitiva, tras un estudio exhaustivo para el cálculo del **caudal ecológico**, se llega a la conclusión que éste **es aproximadamente el 20% del caudal medio del río**. El estudio hidráulico concluyó que el caudal de turbinación, que será el **caudal de diseño de la turbina es 1,214 m³/s**.

Una cuestión interesante era como poder almacenar agua para aprovechar las épocas lluviosas cuando existiera sequía. **Se ha optado por la construcción de una presa de 5 metros de altura construida de hormigón.**

En cuanto al tema de la conducción del agua de la presa a la turbina, el problema principal al que nos enfrentamos al inicio del proyecto fue la dificultad del terreno, debido a los numerosos cambios de pendiente. Se estudiaron varias alternativas, unas tenían la ventaja de tener una tubería forzada de poca longitud, pero generaba menos potencia al ser la ganancia de altura pequeña, otra generaba casi 1 MW pero la conducción rondaba los 4 Km... Finalmente se optó por una opción intermedia, que en un principio tenía 1900 metros de conducción y generaba 0,5 MW de potencia a partir de un salto bruto de 46 metros (teniendo en cuenta los tres metros ganados con la construcción de la presa). El problema de la opción elegida fue la necesidad de enterrar la tubería más de treinta metros durante un largo tramo, lo cual supondría un desembolso económico bastante grande. Se optó por dividir la tubería en tres tramos, sin necesidad de enterrarla, aunque se tenía que construir unos 500 metros más de tubería. **Al realizar este estudio se dedujo que la altura bruta sería de 46 metros, la tubería forzada tendría una longitud de 2400 metros y la potencia generada de 0,5 MW.**

Uno de los inconvenientes de tener una conducción tan extensa son las pérdidas por conducción, que en una instalación hidráulica no deben exceder el 10%. En el proyecto, **se ha elegido acero comercial soldado como material para la tubería forzada, pues ofrece pérdidas menores que otros. La suma total de pérdidas primaria (conducción hasta turbina) y secundaria (elementos tipo válvulas, rejillas...) es del 11,4%,** levemente superior a las pérdidas máximas recomendadas. Al no exceder mucho el valor del máximo, seguimos adelante con nuestra alternativa. La altura neta alcanza un valor de 40,74 m. Una vez calculada la ganancia de altura con pérdidas, el caudal y otros parámetros necesarios, se procede a hallar el diámetro económico, que tiene un valor de 0,93 m.

Otro tema necesario para el estudio era el posible golpe de ariete, es decir a que presión se producirá y que espesor debe tener la tubería para soportarlo. **Para el cálculo de la sobrepresión máxima producida se ha desarrollado la expresión de Michaud, llegando a un valor de 122,7 m.ca. La tubería debe tener un espesor de 6,03 mm para soportar estas presiones.**

Una vez desarrollado el estudio hidráulico, del terreno, de las conexiones, la presa, válvulas necesarias...etc nos quedaba decidir el tipo de turbina. A partir de los parámetros anteriores se ha determinado que la turbina adecuada para nuestro caso es una Francis con velocidad de rotación 750 rpm, generador síncrono con 4 pares de polos y velocidad específica $\Omega_s = 0,968$.

Parte fundamental del proyecto era el diseño de la turbina y sus elementos de apoyo. Para este diseño hemos seguido el texto de Mataix^[9], calculando el trazado del perfil interior y exterior del rotor, y a partir de ahí calculando su diámetro. Se ha recurrido también a la experiencia y a fórmulas empíricas para calcular el ancho del rodete, número de álabes...

El diámetro exterior de entrada ha resultado 0,561 m, y el de salida 0,519 m. Numero de álabes es 12.

Obtenidas las dimensiones y características del rodete, se llevó a cabo un estudio de las partes fijas de la turbina. Se calcularon los elementos constructivos del distribuidor, el predistribuidor, la cámara espiral y el tubo de aspiración. Se optó por un **distribuidor tipo Fink**, que es el más común en turbinas tipo Francis. La función principal del distribuidor será la regulación de la potencia de la turbina según la carga, mediante la regulación del caudal. **Los álabes del distribuidor serán 13 y tendrán un ángulo de apertura de unos 18,65°, y un ángulo máximo de 23,31°.** El predistribuidor tiene por misión transmitir a los cimientos de la central las cargas debidas al peso de los órganos fijos.

La cámara espiral realiza la admisión óptima del agua con dimensiones mínimas y rendimiento máximo. Se encarga de distribuir el agua por toda la periferia del rodete a través del predistribuidor y del distribuidor. Se ha determinado en este proyecto una cámara espiral metálica de sección circular, por ser la que da mejores prestaciones a un precio competente. Se realizó también una corrección del diseño de la cámara espiral debida al rozamiento. El tubo de aspiración conduce la corriente tras haber cedido su energía, habiéndose seleccionado un **tubo de tipo acodado de altura 1,246 metros y longitud 2,34 metros.**

Finalmente, se obtuvieron las **curvas características de la turbina para velocidad de giro constante**. Se calculó una curva característica de altura neta en función del caudal. **Se ha representado también la altura útil, pérdidas por fricción y pérdidas por choque, estimadas ambas mediante modelos teóricos.** En la curva de **potencia útil y la curva de rendimiento** se observa como el máximo se alcanza para un caudal de valor 1,2, es decir, el punto de diseño. Se adjunta también las **curvas características de la turbina** (altura útil, neta y potencia útil) **para seis posiciones diferentes del distribuidor.**

Como último capítulo se ha llevado a cabo un estudio económico exhaustivo, calculando todos los costes del proyecto (maquinaria, mano de obra, instalación...), incluyendo el coste indirecto del mantenimiento anual de la central. También se calcularon los ingresos, que sería la energía que vendemos a la red, y con ello hemos sido capaces de analizar diferentes parámetros, tanto técnicos (índice de potencia e índice de energía), como económicos (VAN, TIR, periodo de retorno, flujo de caja)

pudiendo concluir que la mini central es rentable económicamente, y se recuperaría la inversión en unos 8 años.

